Estudo de um Sistema de Micro-Cogeração com Motor de Combustão Interna Acoplado a um Ciclo de Ejecção

Tiago Manuel Barroso Lima

Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP: Prof. Armando Carlos Figueiredo Coelho de Oliveira

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho de 2009

Resumo

Este trabalho tem como objectivo o estudo de um sistema de micro-cogeração comercial com um motor de combustão interna que acoplado a um gerador eléctrico permite a obtenção de electricidade. A este sistema foi adicionado um ciclo de ejecção de modo a permitir a produção simultânea de calor/frio. O ciclo de ejecção é accionado termicamente através do aproveitamento do calor proveniente dos gases de exaustão. Esse aproveitamento é conseguido com a utilização de um permutador de calor. Foi exigido a definição do sistema a empregar e a elaboração do modelo matemático do mesmo, seguido da sua implementação em software conhecendo as características de rendimento do motor e modelando o ciclo de ejecção, o que inclui o dimensionamento do ejector. O modelo deverá permitir a simulação do comportamento do sistema para a geração de electricidade e arrefecimento. Finalmente, pretende-se comparar o comportamento em questão com o de um sistema convencional.

O ciclo de ejecção foi projectado de modo a aproveitar o calor útil fornecido pela unidade CHP da Dachs, utilizando HFE 7000 como fluido de trabalho. Foi utilizado um modelo monodimensional desenvolvido por Huang (Huang et al,1999), que considera eficiências isentrópicas para contabilizar as perdas por fricção e na mistura. O desempenho do ejector foi avaliado para diferentes condições de operação. Na comparação do sistema com o convencional foi feita uma análise energética, económica e ambiental (emissões de CO_2).

Os resultados indicam que para alcançar um COP aceitável, a temperatura do gerador tem de ter um valor mínimo de 80 ºC. Por sua vez, as temperaturas do evaporador e do condensador abaixo de 10ºC e acima de 35ºC respectivamente, resultaram numa queda no desempenho do ejector. Portanto, estas condições podem ser identificadas como as mínimas de projecto. As dimensões do ejector foram calculadas tem com base na teoria da mistura a pressão constante (Keenan et al, 1950). Para que o sistema de arrefecimento (ejector), por si só, se torne economicamente viável é necessário reduzir o seu custo capital da instalação. No entanto, esse sistema em conjunto com uma unidade de micro-cogeração (calor e electricidade) permite obter tempos de amortização bastante aceitáveis (menos de 8 anos). Finalmente, o estudo ambiental leva a concluir que as emissões de CO_2 do sistema em estudo são menores de que os tradicionais.

Study of a Micro-CHP system with an internal combustion engine coupled to an ejector cooling cycle

Abstract

The objective of this report was to study a commercial Micro-CHP system, with an internal combustion engine that drives an electric generator, to which an ejector cooling cycle was added in order to simultaneously produce power and cooling/heating. The cooling cycle is driven by heat recovered from the engine exhaust gases, supplied through a heat exchanger. The system configuration was defined, and a mathematical model of the system was also developed. The model was implemented in the EES environment, allowing the simulation of the system´s behavior. Its behavior was compared to the behavior of a conventional system.

A cooling system and ejector was designed to work with heat input from a Dachs CHP unit, using HFE 7000 as working fluid. A 1-D ejector model was used. It was used a 1D model developed by Huang (Huang et al, 1999). Ejector performance was evaluated for different operating conditions. In order to compare the present system with a conventional one, economic and environment analyses were made (CO_2 emissions).

The results indicated that in order to achieve an acceptable coefficient of performance, generator temperatures should not fall below 80 ºC. Evaporator temperatures below 10 ºC and condenser temperatures over 35 ºC resulted in a significant drop of the cooling cycle performance and therefore these conditions can be identified as minimal design values. Ejector dimensions were also calculated using the constant pressure mixing ejector theory developed by Keenan, 1950. The economic analyses allow us to conclude that for the present ejector cooling system alone to become commercially viable, it is necessary to reduce its capital cost. However, the combination of the ejector cooling system with the CHP unit (heating and power) leads to very acceptable payback periods (below 8 years). Finally, the environmental study revealed that CO_2 emissions of the present system are lower than with traditional systems.

Agradecimentos

Gostaria de expressar a minha sincera gratidão ao Professor Carlos Oliveira, meu orientador, pelo apoio incondicional e orientação ao longo deste trabalho. O seu encorajamento e paciência, bem como, as suas sugestões fornecidas deram-me muita confiança e foram determinantes na realização deste trabalho.

Particularmente, ao Dr. Szabolcs Varga pelo acompanhamento e auxílio, na ausência do meu orientador, ao longo da modelação matemática do sistema a estudar.

Também gostaria de agradecer ao meu colega de curso Tiago Teixeira por me ter fornecido os dados do TRANSYS referentes à temperatura ambiente nos diferentes locais considerados.

Por último, gostaria de agradecer a toda à minha família e namorada pelo seu apoio ao longo destes cinco anos, particularmente, nos últimos seis meses.

Índice de Conteúdos

Índice de Tabelas

Índice de Figuras

Nomenclatura

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área	m^2
A_e	Factor de emissão de CO_2 da electricidade da rede	$kg\ kW^{-1}\ h^{-1}$
A_f	Factor de emissão de CO_2 característico desse combustível	$kg\ kW^{-1}\ h^{-1}$
C	Custo capital da instalação	€
c	Velocidade sónica	$m\ s^{-1}$
COP	Coeficiente de desempenho do ciclo de ejecção	
C_p	Calor específico do gás a pressão constante	$kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$
d	Diâmetro	m
E	Factor de impacto ambiental referente às emissões de CO_2	$kg\ h^{-1}$
$\dot{E}$	Energia produzida anual	kWh
F	Frequência de ocorrências	
$\dot{F}$	Potência de calorífica/eléctrica fornecida	kW
GWP	Potencial de Aquecimento Global	
H	Horas de funcionamento anuais	h
h	Entalpia do fluido de trabalho	$kJ\ kg^{-1}$
L	Comprimento	m
Ma	Número de Mach	
$\dot{m}$	Caudal mássico do fluido de trabalho	$kg\ s^{-1}$
ODP	Potencial de Destruição do Ozono	
OM	Custos de operação e manutenção	€
P	Pressão	bar
PCI	Poder calorífico inferior do metano	$kJ\ kg^{-1}$
(P_{ele})	Preço da electricidade	$€\ kW^{-1}\ h^{-1}$
(P_f)	Preço do combustível	$€\ kW^{-1}\ h^{-1}$
(P_q)	Preço do calor útil	$€\ kW^{-1}\ h^{-1-}$
$\dot{Q}$	Potência calorífica	kW
R	Constante do gás	$kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$
REM	Razão de emissão de CO_2 entre os sistemas envolvidos	
T	Temperatura	$^o C$
U	Coeficiente global de transferência de calor	$W\ m^{-2}\ {}^o C^{-1}$

v	Velocidade do fluido	$m\ s^{-1}$
$\dot{W}$	Potência eléctrica	kW
β	Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	
γ	Razão entre o calor específico a pressão e volume constante	$kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$
Δ	Diferença de valores referentes à variável em causa	
ε	Eficiência térmica do permutador de calor	
ΔEMI	Redução das emissões de CO_2	
η	Eficiências	
λ	Coeficiente de arrastamento	
ρ	Massa volúmica do metano	$kg\ m^3$
ϕ	Eficiência isentrópica na mistura dos fluidos	

Subscritos

Símbolo	Descrição	Símbolo	Descrição
amb	Ambiente	ratio	Razão
aq	Aquecedor a gás	S1	Situação 1
B	Caldeira a gás (convencional)	S2	Situação 2
CG	Sistema de cogeração	sh	Saída da secção de área constante
CV	Sistema convencional	t	Útil
c	Condensador	tc	Transferência de calor
conv	Convergente	VD	Venda
c,liq	Saída do condensador	y	Início da mistura
dif	Difusor	y,pr	Fluido primário no início da mistura
e	Evaporador	y,sec	Fluido secundário no início da mistura
ele	Electricidade	1	Entrada de combustível na unidade CHP
entr	Sucção	2	Água de alimentação
g	Entrada da ponteira	3	Água de retorno
m	Fluido mistura	4	Entrada do evaporador
nozz	Ponteira	5	Entrada da bomba
nozz,ex	Saída da Ponteira	6	Saída da bomba
pump	Bomba		

1 Introdução

Como já foi referido anteriormente o assunto desta dissertação teve como princípio o estudo de um sistema de micro-cogeração com um motor de combustão interna que acoplado a um gerador eléctrico possibilita a produção de electricidade. No entanto, com a incorporação de um permutador de calor é possível aproveitar o calor desperdiçado pelos gases de exaustão, óleo lubrificante e outros produtos de modo a accionar termicamente um ciclo de arrefecimento, mais precisamente um ciclo de ejecção com o objectivo de produzir frio para aplicação doméstica.

Ao longo deste capítulo irá ser feita uma abordagem detalhada aos tópicos mais relevantes que constituem as secções e subsecções posteriores.

No segundo capítulo, primeiramente foi feita uma breve introdução à evolução da cogeração ao longo dos tempos, nomeadamente ao aparecimento do conceito de cogeração e a termos directamente relacionados com esse conceito (por exemplo, “Combined Heat and Power” - CHP). Posteriormente, fez-se uma breve explicação sobre os modos de operação de um sistema de cogeração, foram referidas diversas vantagens e inconvenientes associados a este tipo de sistemas e realizou-se uma pequena abordagem à sua integração no mercado português. Mais tarde, já dentro do tema em estudo, foi dado a conhecer o conceito de micro-cogeração bem como as suas principais aplicações. Com a implementação do decreto-lei nº 363/2006 que visa incentivar a utilização de recursos endógenos e renováveis ou a produção combinada de calor e electricidade foram estabelecidos dois regimes de renumeração de venda de electricidade à rede: o regime geral e o bonificado. De seguida foi feito uma pesquisa do estado-de-arte das tecnologias de conversão existentes quer a nível comercial (motores de combustão interna, colectores térmicos, e mais recentemente, ciclo de rankine orgânico), quer a nível de investigação e desenvolvimento (motores stirling, micro turbinas a gás de baixa potência, células de combustível e colectores híbridos). Finalmente, este capítulo terminou com uma abordagem detalhada ao ciclo de ejecção, onde foi dado a conhecer o seu princípio de funcionamento, os componentes que os constituem, algumas das suas aplicações e as suas vantagens relativamente aos outros ciclos de arrefecimento (os baixos custos de investimento e manutenção e existência de poucas partes móveis).

No terceiro capítulo procedeu-se à definição e modelação matemática do sistema a implementar, presente na figura 20. Como sistema de micro-cogeração foi seleccionado a unidade CHP da Senertec uma vez que apresentava menor preço específico (consultar a tabela

2) e possibilitava a utilização de gás natural como combustível. As especificações do fabricante podem ser consultadas na tabela 8. Na modelação matemática do sistema foram consideradas as suposições presentes na secção 3.1.2. O modelo utilizado na determinação das dimensões do ejector foi a teoria da mistura a pressão constante num ejector desenvolvido por Keenan (Keenan et al, 1950) . No entanto mais tarde, Munday (Munday e Bagster, 1977) efectuou algumas alterações nessa modelação, pois insistiu que o fluido primário não se misturava de imediato com o fluido secundário logo após a saída da ponteira. Após a conclusão da modelação, o modelo foi implementado no EES e testado com diferentes fluidos de trabalho. Foi seleccionado o HFE 7000 porque apresentava um valor de COP relativamente próximo aos dos fluidos concorrentes, mas para uma pressão do gerador significativamente mais baixa.

No quarto capitulo procedeu-se ao dimensionamento do ejector para as condições nominais. As dimensões do ejector obtidas podem ser consultadas na tabela 12. O ciclo ejector foi avaliado para diferentes condições de operação, e o comportamento observado era concordante com o da literatura (Varga et al, 2008). O COP aumentou com a temperatura do gerador e do evaporador e diminuiu com a temperatura do condensador. O coeficiente de arrastamento apresentou um comportamento idêntico ao do COP. Também se verificou que o desempenho do ciclo deixa de ter interesse para valores de temperaturas do gerador e do evaporador abaixo de 80 ºC e 10 ºC, respectivamente, bem como para valores de temperatura do condensador acima dos 35 ºC, pois o COP encontrava-se ligeiramente abaixo de 0.2. Perante essa adversidade, ponderou-se a hipótese de incorporar no sistema um aquecedor a gás de modo a elevar a temperatura do gerador para 90 ºC e assim obter um COP mais elevado.

O quinto capítulo foi dedicado ao estudo energético e económico desse sistema em quatro localidades diferentes: Porto, Lisboa, Bragança e Faro. Primeiramente procedeu-se à definição do funcionamento do sistema de micro-cogeração ao longo de um ano: electricidade produzida/vendida, aquecimento ambiente (por água quente) e águas sanitárias (AQS) na estação de aquecimento e arrefecimento no Verão. Depois de definidas as durações das estações para os diferentes locais, procedeu-se ao cálculo e à apresentação dos valores de energia eléctrica, de arrefecimento e de aquecimento obtidos num período de um ano. Na avaliação da viabilidade económica do sistema foram considerados três parâmetros: o preço da electricidade, o preço do calor útil e o tempo de amortização. Os resultados obtidos foram comparados com sistemas convencionais de referência: electricidade da rede, caldeira a gás e máquina de compressão de vapor eléctrica. Para uma dada situação, o preço do calor útil do

sistema em estudo revelou-se sempre mais baixo que o do sistema convencional. Por outro lado, preço da electricidade obtido foi aproximadamente idêntico ao preço de electricidade da rede. Os tempos de amortização obtidos, em qualquer um dos casos, foram bastante razoáveis (sempre menores que 8 anos). Com os valores obtidos nos parâmetros de avaliação tidos em conta, este tipo de sistema apresenta boas condições para se tornar comercialmente viável. Por fim, de modo a analisar se a adição da componente de ejecção trazia vantagens ou desvantagens ao sistema, procedeu-se a um estudo económico semelhante ao anterior, mas considerando apenas o sistema de cogeração para a produção de electricidade e calor durante a estação de aquecimento. Isto é, como o sistema já não se destina ao arrefecimento, no Verão o calor é excedentário, e não faz sentido ligar o motor, produzindo menos electricidade. Nesta última avaliação os valores obtidos permitiram concluir que o sistema de micro-cogeração revelou-se mais vantajoso com arrefecimento, pois apesar de os tempos de amortização do sistema serem sensivelmente maiores (mais dois anos), os preços da electricidade são praticamente idênticos ao custo de electricidade da rede e os preços do calor útil obtidos são significativamente menores quando comparados com o sistema convencional de referência.

Na sexto capítulo foi realizada uma análise do impacto ambiental do sistema em estudo e verificou-se que suas emissões de CO_2 eram menores relativamente às dos sistemas convencionais de referência, permitindo uma redução de aproximadamente 30%.

O sétimo capítulo contém as conclusões e os resultados mais importantes obtidos ao longo desta dissertação, bem como algumas perspectivas de trabalho futuras com vista a continuação da análise deste sistema.

Por fim, no oitavo capítulo são apresentadas todas as referências bibliográficas utilizadas como consulta, pesquisa e investigação ao longo deste relatório.

2 Revisão bibliográfica

2.1 A Cogeração

2.1.1 Fundamentos teóricos e Perspectivas históricas

A termodinâmica das centrais térmicas tem sido, desde há muito, uma área de estudo clássica para engenheiros. Os objectivos de tal estudo prenderam-se, tradicionalmente, com a determinação e maximização da eficiência térmica, ou seja, com a produção mais eficiente (e económica) de energia eléctrica ou mecânica a partir da energia química contida nos combustíveis. Ora, a conversão da energia térmica em trabalho está limitada pelas restrições implícitas na Segunda Lei da Termodinâmica, sendo que grande parte da energia primária que é disponibilizada para se produzir uma dada quantidade de trabalho é pura e simplesmente desperdiçada na rejeição de calor à fonte fria. Assim, existem situações em que juntamente com a necessidade de produção de trabalho ou energia eléctrica há consumos de energia térmica que geralmente se processam a baixos níveis de temperatura e que assim sendo poderiam recorrer ao uso da energia térmica inevitavelmente rejeitada pelos motores (Pinho, 2008).

Podemos então definir cogeração como a produção sequencial de duas ou mais formas de energia útil a partir da mesma fonte de energia primária (Santos, 2008). Conforme ilustrado na figura 1, a aplicação do conceito de cogeração resulta num considerável decréscimo do consumo total de energia primária.
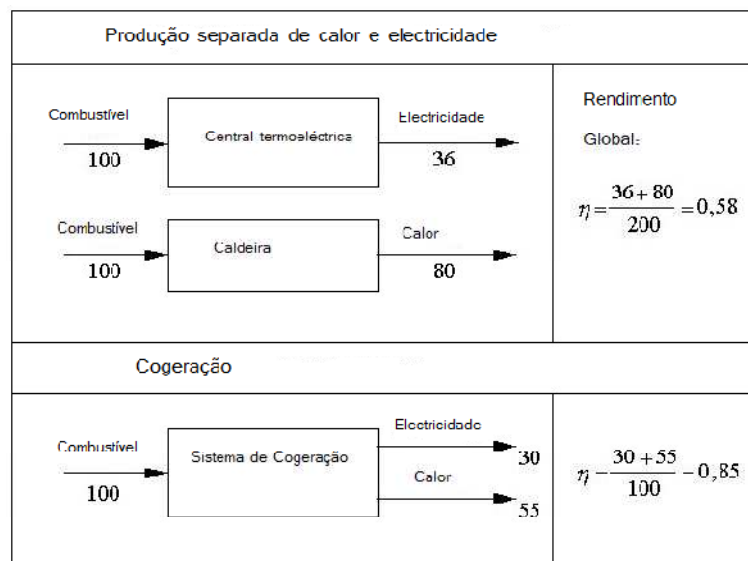
Figura 1 - Comparação dos rendimentos entre cogeração e produção separada de calor e electricidade tradicionais (Santos, 2008).

Esta filosofia de integração dos processos de produção de energia mecânica e térmica, foi utilizada desde os primórdios da revolução industrial (séc. XIX). Porém, a redução dos custos de energia que entretanto se verificou, associada ao aumento das fontes energéticas disponíveis, e portanto a reduzidos preços do combustível e da electricidade, levou a que as empresas industriais fossem abandonando essas instalações em que se combinavam a produção de energia mecânica ou eléctrica e energia térmica em detrimento da aquisição de caldeiras destinadas exclusivamente à produção de energia térmica e passando a comprar energia eléctrica às empresas produtoras e distribuidoras desta forma de energia. Somente após as crises petrolíferas dos anos setenta este aproveitamento combinado de recursos energéticos voltou a ser incentivado e foi objecto de análises teóricas mais elaboradas; foram então desenvolvidas teorias de análise do desempenho destas instalações, que permitiram uma definição adequada das condições óptimas de funcionamento dos equipamentos de produção combinada de electricidade e calor. Esta integração dos processos de produção de energia mecânica e térmica cresceu com mais vigor a partir de meados da década de setenta e passou desde então a ser designada pelo termo **cogeração** (Pinho, 2008).

O objectivo da cogeração consiste em produzir electricidade ou energia mecânica e energia térmica de modo a se utilizar a maior parte da energia química (reacção de oxidação) contida no combustível, que é fornecido à instalação, tirando-se assim partido das limitações inerentes à conversão de calor em trabalho. De um modo mais sucinto, podemos dizer que a cogeração é uma produção sequencial de energia eléctrica ou mecânica e de energia térmica útil, a partir da mesma fonte primária. É, pois, o aproveitamento da energia térmica, que numa instalação tradicional de produção de energia eléctrica ou mecânica não existe e que faz com que nos sistemas de cogeração se consiga um rendimento global de utilização de energia muito elevado.

Existem, nomeadamente, outras designações alternativas ao termo cogeração, todas elas relacionadas com a designação dada anteriormente. Assim, há quem utilize o termo Produção Combinada de Calor e Electricidade (Combined Heat and Power – CHP), ou sistemas de Energia Total ou ainda o Aquecimento Comunitário (District Heating). Esta última é comum no Reino Unido e com ela denominam-se instalações centralizadas para a produção de calor destinado ao aquecimento de edifícios e em que se produz simultaneamente, como subproduto, electricidade.

De um modo simples os projectos de cogeração iniciam-se por uma das quatro razões que se seguidamente se apresentam:

- Projectos em que participam as próprias companhias de electricidade;
- Projectos de cogeração industrial;
- Sistemas de aquecimento comunitário;
- Sistemas de Energia Total.

2.1.2 Modos de operação

O modo de operação de um sistema de cogeração é caracterizado pelo critério no qual se baseia o ajustamento da produção eléctrica e da produção térmica. Existem vários modos de operação possíveis, sendo os mais usuais os seguintes:

i) Funcionamento em função das necessidades de electricidade (*electricity-match mode*): O sistema de cogeração funciona de forma a satisfazer prioritariamente as necessidades de electricidade. No caso do calor útil gerado pelo sistema for inferior às necessidades, uma caldeira adicional terá que ser utilizada, em contrapartida, se o inverso se verificar o calor gerado será rejeitado para o meio ambiente.

ii) Funcionamento em função das necessidades de calor (*heat-match mode*): A prioridade do sistema de cogeração é satisfazer as necessidades de calor. No caso da electricidade gerada pelo sistema for inferior às necessidades requeridas será necessário recorrer à rede eléctrica. Se por outro lado a electricidade gerada for superior às necessidades, o excesso poderá ser vendido à rede eléctrica.

2.1.3 Vantagens e inconvenientes da cogeração

Os sistemas de cogeração apresentam inúmeras vantagens e desvantagens, quer do ponto de vista do país, quer das companhias de electricidade, bem como dos utilizadores, das quais se destacam as seguintes.

Para o País

- Vantagens

Economia de energia primária. A economia de energia primária deve-se, nos ciclos de topo à menor quantidade de combustível e que é indexado à produção de electricidade, enquanto nos ciclos de fundo é devido ao aproveitamento do calor residual.

Um consumo típico de energia primária para um sistema convencional é da ordem dos 10400 kJ/kWh enquanto num sistema de cogeração teremos valores da ordem dos 5900 kJ/kWh.

Maior diversificação energética. Na cogeração aproveitam-se os calores residuais e combustíveis derivados do processo de produção (conversão) energética.

Diminuição da contaminação ambiental. Havendo redução no consumo de energia primária haverá tanto redução nas emissões de poluentes para a atmosfera como redução da poluição térmica com aproveitamento adequado do calor residual.

Poupanças económicas. A imputação de custos diminui o custo de electricidade comparativamente aos sistemas convencionais.

- Inconvenientes

Necessidade de legislação adequada. É obrigatória a publicação de legislação adequada e haverá necessidade de se arbitrarem conflitos e disputas que necessariamente ocorrerão entre produtores independentes e as companhias produtoras e distribuidores de electricidade.

Infra-estruturas. Necessidade de criação de infra-estruturas adequadas ao controlo da aplicação da legislação e regulamentação técnica e ainda para a realização de operações de manutenção e reparação adequadas, de forma a não existirem falhas graves no fornecimento de energia eléctrica à rede por parte dos pequenos produtores.

Para as companhias de electricidade

- Vantagens

Aumento das garantias de fornecimento de electricidade aos consumidores por parte das companhias distribuidoras.

Redução da potência de reserva disponível. Como consequência do aumento do número de pequenas instalações geradoras de electricidade, que podem entrar na rede a qualquer momento, as companhias distribuidoras não necessitam de potências de reserva tão elevadas.

Utilização mais económica dos meios de produção. As companhias distribuidoras podem recorrer, só em última instância, ao uso das suas centrais de recurso menos eficientes já que têm à sua disposição centrais de cogeração mais recentes e eficientes.

- Inconvenientes

Problemas de regulação da rede. A ligação em paralelo dos equipamentos de cogeração com a rede eléctrica cria problemas de regulação da rede e deixa esta na dependência das falhas de corrente fornecida pelos produtores independentes.

Redução de mercado. Havendo produtores independentes (cogeradores) que logicamente produzem a maior parte da energia que consomem, haverá menos mercado para as produtoras e distribuidoras de electricidade.

Para os utilizadores

- Vantagens

Poupança económica. Menor custo da electricidade auto consumida e ganhos, ainda que por vezes marginais, na electricidade que é vendida à rede. Ganhos na energia térmica residual que é aproveitada.

Maior garantia de fornecimento de energia. Os auto-consumidores são independentes das falhas da rede e isto permite-lhes a garantia de que em caso de emergência a produção própria cubra as necessidades energéticas dos equipamentos consumidores mais sensíveis.

- Inconvenientes

Investimentos. As empresas ficam obrigadas à realização de maiores investimentos e ainda por cima num ramo diferente daquele onde têm as suas maiores competências, enfrentando assim riscos desconhecidos.

Ambientais. Aumento da poluição ambiental na vizinhança do seu processo fabril ocasionada pelas emissões dos produtos de combustão da central de cogeração.

2.1.4 O mercado português

A potência instalada em Portugal era, no final de 2005, de cerca de 1.207 MW, repartida por tecnologia conforme se encontra representado no diagrama abaixo, e com uma produção anual estimada de 13 % do consumo total da energia eléctrica do País.
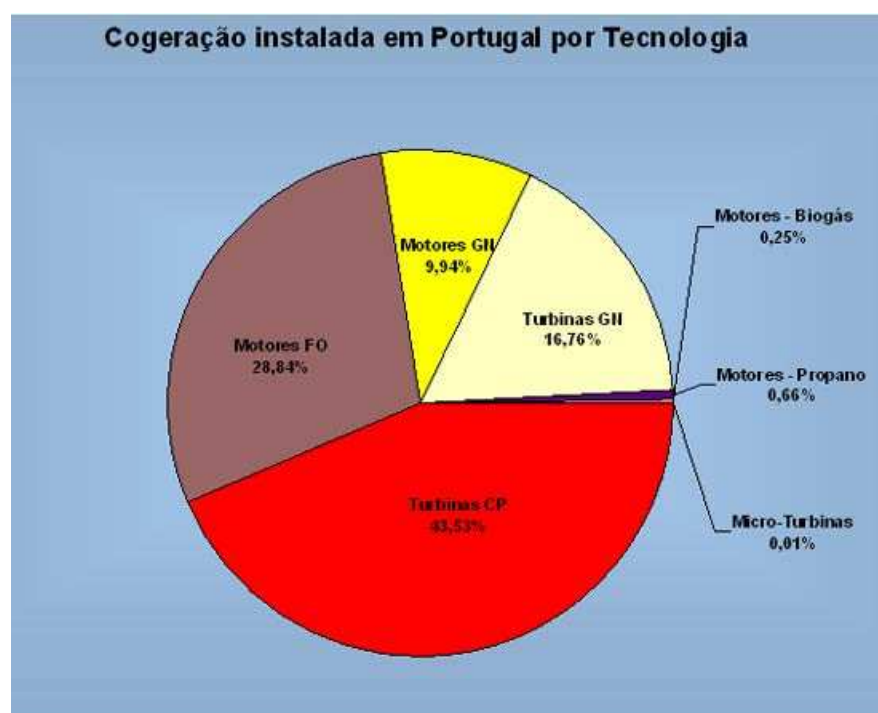
Figura 2 - Cogeração instalada em Portugal por tecnologia (COGEN Portugal, 2001).

2.2 A Micro-Cogeração: Estado-de-arte

2.2.1 Definição

No passado, foram várias as definições usadas na literatura respeitante à micro-cogeração. No entanto, a publicação da directiva da União Europeia 2004/8/CE, em Fevereiro de 2004 (Parlamento Europeu, 2004), relativa à promoção da cogeração com base na procura de calor útil no mercado interno da energia e que altera a Directiva 92/42/CEE, permitiu clarificar finalmente esta situação na Europa impondo as seguintes definições:

(i) Define unidade de micro-cogeração como "unidade de cogeração cuja capacidade seja inferior a 50 kW_{ele}". (art. 3º, alínea m)

(ii) Atribui a designação de «Cogeração de pequena dimensão», às "unidades de cogeração com uma capacidade instalada inferior a 1MW_{ele}". (art. 3º, alínea n)

No entanto, alguns autores defendem uma definição de micro-cogeração restrita a uma gama de potências até 15 kW_{ele}, com base nos seguintes argumentos (Simader, 2006):

(i) Sistemas de micro-cogeração de potência inferior a 15 kW_{ele} são claramente os apropriados a implementar em habitações unifamiliares, condomínios com um reduzido número de fracções, pensões e pequenas instalações hoteleiras, pequenas empresas industriais com diagrama de procura adequado à filosofia da micro-cogeração, etc., que se pode e deve distinguir daqueles que fornecem calor a grandes condomínios, grupo de edifícios ou a nível distrital.

(ii) Sistemas de micro-cogeração de potência inferior a 15 kW_{ele} diferem substancialmente de outros de maior escala, no que respeita à distribuição eléctrica, modelos de propriedade, a reestruturação das relações de fornecimento e comportamento do consumidor. Os sistemas abaixo de 15 kW_{ele} podem ser ligados directamente à rede trifásica. Os sistemas de menor escala enfrentam ainda maiores barreiras na implementação do que aqueles maiores.

Os estudos apresentados em capítulos seguintes, foram realizados para sistemas a operar no enquadramento desta ultima definição.

O conceito de micro-cogeração refere-se à geração descentralizada de energia mecânica e/ou eléctrica e calor em simultâneo. Isto geralmente quer dizer que os sistemas convencionais de aquecimento são substituídos por geradores eléctricos equipados com permutadores de calor de forma a recuperar o calor rejeitado. O calor produzido é geralmente utilizado para aquecimentos de águas e ar interior, e possivelmente arrefecimento.

Caso haja produção combinada de calor, electricidade e frio nesta gama de potências, é dada a designação de micro-trigeração.

2.2.2 Micro-cogeração em Portugal

Uma das formas mais importantes de contribuir para a redução da dependência energética do país consiste na abordagem integrada do serviço energético junto do consumidor final. A liberalização do mercado da electricidade abrirá, em Portugal, portas para o aparecimento de empresas especializadas na prestação de serviços de energia, as denominadas ESCOs (Energy Services Companies). Actualmente apenas se encontram instaladas algumas unidades em hotéis e piscinas, o mercado potencial estimado (até 150 kW_{ele}) é de 500 MW. Esse potencial instalado resultaria numa redução de 0.3 milhões de toneladas de CO_2.

De acordo com o estudo efectuado pela CEETA (CEETA, 2001), a penetração da micro-cogeração em Portugal e na Europa é muito reduzida, devido essencialmente a factores de ordem política e legislativa. A ausência de um enquadramento adequado limita, por enquanto, a atractividade da micro-cogeração. A equiparação da micro-cogeração à cogeração, por exemplo ao nível do acesso a tarifas de gás natural especiais, poderá criar condições para que a micro-cogeração se torne efectivamente uma actividade atractiva.

Devido a esse facto, o Ministério da Economia e da Inovação aprovou em Novembro de 2007 um novo decreto-lei (Ministério da Economia e Inovação, 2007) que visa estabelecer o regime jurídico aplicável à produção de electricidade por intermédio de instalações de pequena potência, designadas por unidades de micro produção. Aplica-se às unidades de grupo I (definida como uma instalação de produção de electricidade monofásica em baixa tensão com potência de ligação até 5.75 kW_{ele}), quer utilizem recursos renováveis como energia primária, quer produzam, combinadamente, electricidade e calor.

O decreto-lei criou dois regimes de renumeração: **o regime geral e o bonificado**. O primeiro para a generalidade das instalações e o segundo apenas aplicável às fontes renováveis de energia, cujo acesso é condicionado à existência no local de consumo de

colectores solares térmicos, no caso de produtores individuais, e da realização de auditoria energética e respectivas medidas, no caso de condomínios.

O regime geral é aplicável a todos os que tenham acesso à actividade, nos termos referidos no artigo 4° presente neste decreto-lei e caracteriza-se pelo seguinte:

(i) Todos os produtores que não obtenham acesso ao regime bonificado são considerados no regime geral;
(ii) A tarifa de venda de electricidade é igual ao custo da energia do tarifário aplicável pelo comercializador de último recurso do fornecimento à instalação de consumo.

Por sua vez, o regime bonificado, para unidades de micro produção com potência de ligação até 3.68 kW_{ele} que utilizem as fontes de energia mencionadas de seguida, é aplicável nas seguintes condições:

(i) No caso das entidades que pretendam instalar unidades de cogeração a biomassa, desde que esteja integrada no aquecimento do edifício;
(ii) No caso das entidades que pretendam instalar unidades de micro produção que utilizem outras fontes de energia, diferentes da prevista no ponto anterior, desde que estas disponham de colectores solares térmicos para aquecimento de água na instalação de consumo, com mínimo de 2 m^2 de área de colector;
(iii) No caso dos condomínios, desde que estes realizem uma auditoria energética ao edifício e que tenham implementado as medidas de eficiência energética identificadas nesta auditoria com período de retorno até dois anos.

Este regime caracteriza-se:

(i) Para cada produtor no regime bonificado é definida uma tarifa única de referência aplicável à energia produzida no ano de instalação, e nos cinco anos civis seguintes;
(ii) A tarifa única de referência aplicável a cada produtor nos termos do ponto anterior é a seguinte:

a) Aos primeiros 10 MW de potência de ligação registados a nível nacional, a tarifa de referência é de 650 €/MWh;

b) Por cada 10 MW adicionais de potência de ligação registada a nível nacional, a tarifa única aplicável é sucessivamente reduzida de 5%.

(iii) O tarifário de referência previsto no ponto (ii) depende do tipo de energia renovável utilizada, mediante a aplicação das seguintes percentagens à tarifa de referência:

a) Solar – 100%;

b) Eólica – 70 %;

c) Hídrica – 30 %;

d) Cogeração a biomassa – 30 %;

e) Pilhas de combustível com base em hidrogénio proveniente de microprodução renovável – percentagem prevista nas alíneas anteriores aplicável ao tipo de energia renovável utilizado para a produção do hidrogénio;

f) Combinação das fontes de energia previstas nas alíneas anteriores na mesma unidade – a média ponderada das percentagens individuais aplicáveis utilizando como factor de ponderação os limites máximos de energia aplicáveis nos termos previstos no (iv).

(iv) A electricidade vendida nos termos do número anterior é limitada a 2.4 MWh/ano, no caso da alínea a) do (iii), e a 4 MWh/ano, no caso das restantes alíneas do mesmo número, por cada quilowatt instalado.

2.2.3 Tecnologias de conversão

No âmbito da aplicação da micro-cogeração, existem diversas tecnologias que já se encontram desenvolvidas enquanto outras estão em processo de desenvolvimento. Os processos de conversão de energia podem basear-se na utilização da combustão e consequente conversão de calor em energia mecânica que através dum gerador produzirá electricidade, como por exemplo motores de combustão interna, turbinas a gás, turbina a vapor, motores Stirling, etc; ou alternativamente poderão não recorrer a um gerador, mas basear-se na conversão electroquímica directa como no caso da célula de combustível, ou na conversão fotovoltaica da radiação como no caso dos colectores solares híbridos.

2.2.3.1 Sistemas de micro-cogeração com motores de combustão interna

É uma tecnologia que recorre aos convencionais motores de combustão interna, comparáveis aos usados nos automóveis. Como se verifica no caso em estudo, quando usado para a produção simultânea de electricidade e calor, ao motor encontra-se acoplado um gerador eléctrico bem como um permutador de calor de modo aproveitar o calor proveniente dos gases de exaustão para produzir "frio". Este tipo de motores apresenta eficiências elevadas mesmo quando possuem pequenas dimensões. Os motores de combustão interna podem ser divididos em duas categorias:

(i) Motores Diesel
(ii) Motores Otto

<u>Motores Diesel</u>

Também conhecidos por motores de ignição por compressão. A maioria dos motores Diesel usados para a produção combinada de electricidade e calor são motores a quatro tempos em que o seu ciclo operativo é composto por quatro fases: admissão, compressão, combustão e escape. Durante a primeira fase, a válvula de admissão encontra-se aberta e é admitido <u>ar puro</u> para dentro do cilindro. Na segunda fase, com ambas as válvulas fechadas, o ar encerrado no cilindro é comprimido por acção do pistão fazendo com que a temperatura do ar suba até aproximadamente 400 °C. De seguida, o combustível é injectado no seio de ar quente, inflamando-se espontaneamente no contacto com este. A injecção (e a combustão) continua durante parte da descida do pistão. E por último, a válvula de escape abre-se permitindo que os gases queimados sejam descarregados para a atmosfera, através do sistema de escape (Martins, 2006).
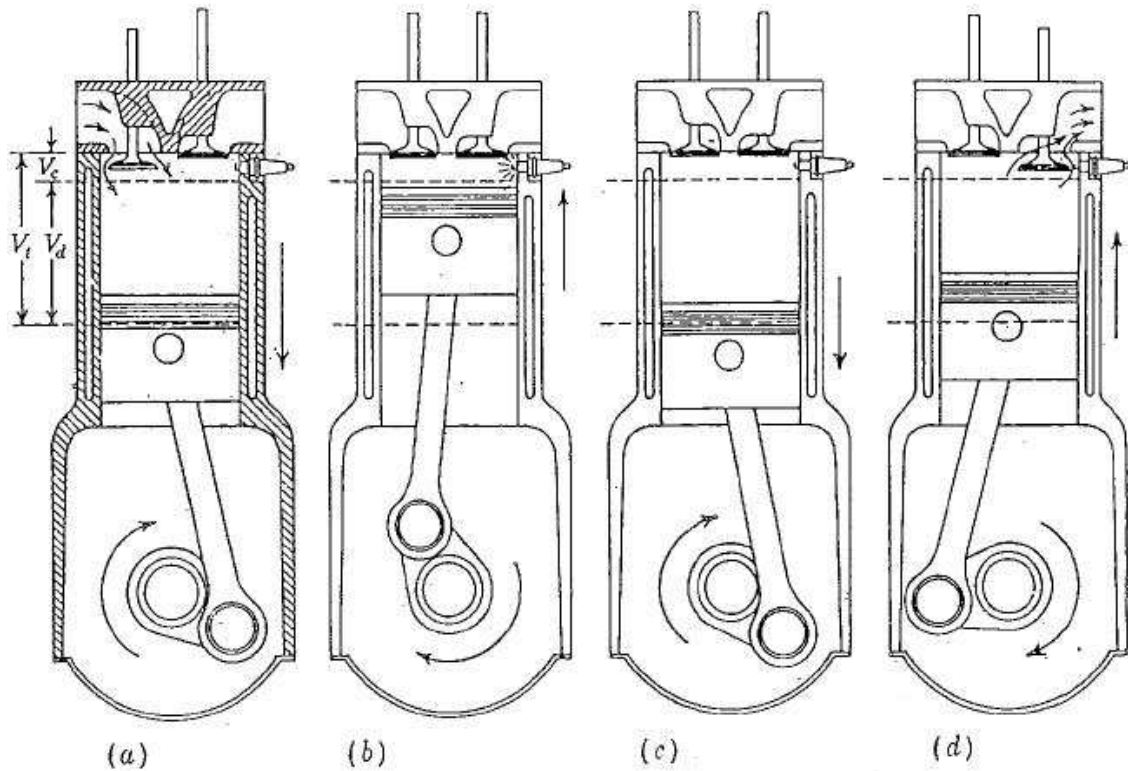
Figura 3 - Os quatro tempos do motor de ignição por compressão: a) admissão, b) compressão, c) combustão e d) escape. (Pinho, 2007)

Os motores Diesel a quatro tempos, apresentam uma razão electricidade calor superior aos motores Otto, e operam numa gama mais alargada de potências que vai dos 5 kW_e até aos 10 MW_e. Nos últimos anos tem-se assistido a uma tendência para usar biodiesel como combustível, principalmente em países com maior "sensibilidade ecológica", dada a sua excelente biodegrabilidade e baixa toxicidade.

Motores Otto

O motor de combustão interna mais vulgar é o motor a gasolina, que se denomina motor de ignição comandada ou de ignição por faísca. O princípio de funcionamento deste tipo de motores é semelhante ao do motor Diesel, no entanto o seu sistema segue o ciclo Otto, e a sua combustão inicia-se por uma descarga eléctrica de elevada tensão (faísca) dentro da câmara de combustão.

Os motores de combustão interna operam com menor excesso de ar quando comparados com as turbinas a gás. Isto conduz a temperaturas de combustão mais elevadas, e consequentemente ao aparecimento de NOx devido à oxidação do nitrogénio contido no ar.

O rendimento eléctrico dos sistemas de micro-cogeração com motor de combustão interna depende fortemente da potência eléctrica (dimensão) do sistema. Para sistemas abaixo de 15 kW o rendimento eléctrico geralmente não excede os 26%.

A tabela seguinte sumariza algumas características importantes em ambos tipos de motor.

Tabela 1 - Características dos motores de combustão interna (Simader, 2006).

	Ciclo termodinâmico	Combustível	Eficiências		Gama de potências
			Global	Eléctrica	
Motor Diesel	Ciclo Diesel	Gás, biogás, ELFO*), LFO**), HFO***), óleos vegetal, RME****)	65 – 90	35 – 45	5 kW a 20 MW
Motor de ignição comandada	Ciclo Otto	Gás, biogás, nafta	70 – 92	25 – 43	3 kW a > 6 MW
Custo de investimento médio em €/kW (motor Diesel)			340 – 2000		
Custo de investimento médio em €/kW (motor de ignição comandada - gás)			450 – 2500		
Custos de operação e manutenção em €/kWh			0.0075 – 0.015		

*) Extra Light Fuel Oil, **) Light Fuel Oil, ***) Heavy Fuel Oil, ****) Rapeseed methyl ester

A figura 4 fornece os preços standards para sistemas de produção combinada de calor e electricidade (CHP) de acordo com o combustível utilizado. Os preços incluem hardware,

transporte, montagem e comissões. As linhas na figura 1 representam a média dos preços de mais de 40 fornecedores.
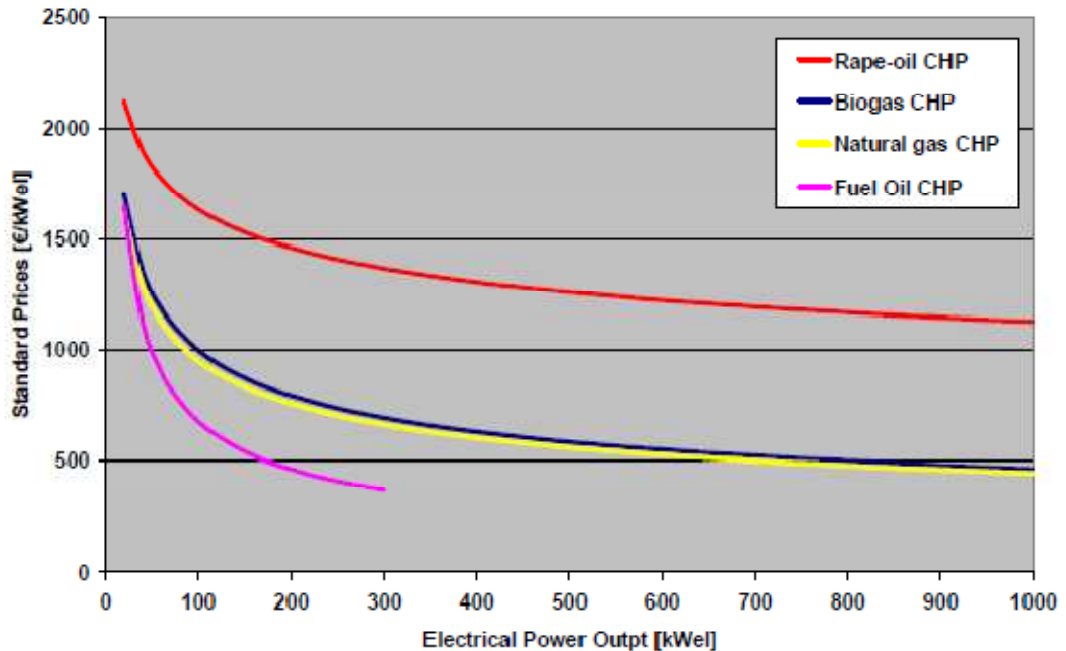
Figura 4 - Custo de investimento de acordo com o combustível consumido. (ASUE, 2005)

- Actualidade

Estes sistemas estão disponíveis comercialmente e são produzidos em larga escala por vários fabricantes mundiais. O líder de mercado é a empresa alemã Senertec, que apresenta um modelo, conhecido como Dachs, que gera uma potência eléctrica de 5.5 kW_{ele} e uma potência térmica de 12.5 kW_t dependendo do modelo do produto. No final do ano de 2004, a Senertec anunciou que tinha vendido mais de 10000 unidades.
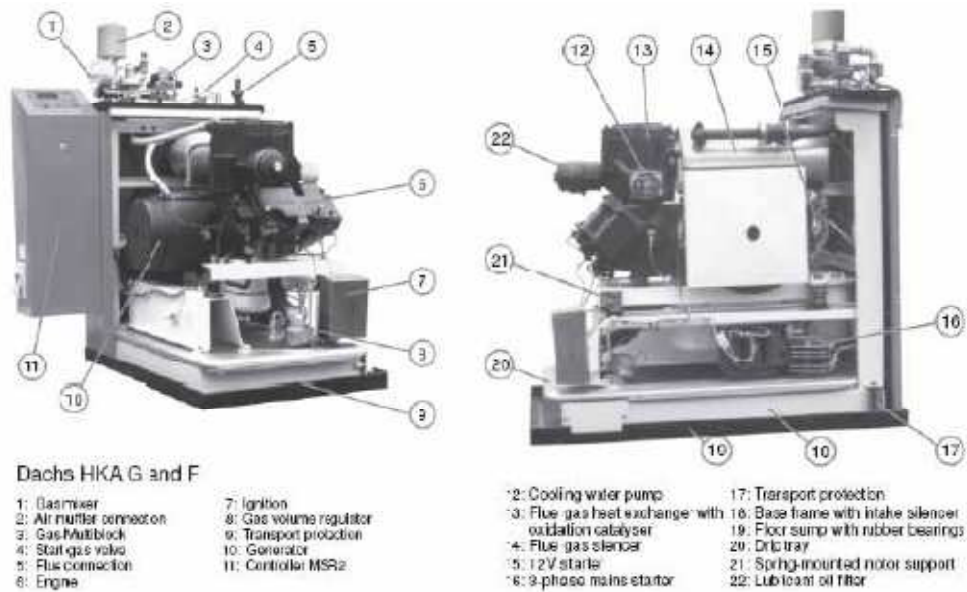
Figura 5 - Vista frontal e lateral de Dachs HKA G e F (Senertec, 2004).

Para além, da Senertec, a Power Plus também apresenta no mercado um modelo, conhecido por Ecopower capaz de variar a produção de energia eléctrica e térmica.

Figura 6 - Ecopower (ECPOWER, 2006) e Spilling (PowerTherm, 2006).

Existem outras empresas que comercializam este tipo de produtos, entre as quais de destacam a Honda (Ecowill), a Yanmar (Genelight), a AISIN, a TEDOM, a Kraftwerk (Mephisto), a GIESE Energie (Energator GB 4-8), entre outras. Essas unidades podem ser observadas na figuras 6, 7 e 8.

Figura 7- Honda Ecowill (HONDA, 2004) e AISIN (AISIN, 2006).

Figura 8 - Yanmar **(**YANMAR**,** 2006**)** e TENDOM (TENDOM, 2006).

Tabela 2 - Algumas caracteristicas das unidades de micro-cogeração que usam motores de combustão interna disponíveis comercialmente**.**

Modelo	**Fabricante**	**Potência eléctrica (kW) (*)**	**Potência térmica (kW_t) (*)**	**Combustíveis**	**Preço por unidade (€)**	**Preço específico por unidade (€/kW_{ele})**
Ecowill	Honda	1	3.25	Gás Natural	5600	5600
Micro S8	TEDOM	8	19	Gás Natural	19000	2375
Energator GB 4 – 8	GIESE Energie	4	8	Gás Natural	14863	3716
Ecopower	Power Plus	1.3 – 4.7	4 – 12.5	Gás natural, LPG	15000	3191
Dachs	Senertec	5.5	12.5	Gás Natural, LPG	13000	2364
Spilling	Power Therm	5 – 20	10 – 43	Gás natrual, Gas liquefeio, biogás	-	-
GECC60A2	AISIN	6	11.7	Gás natural, Propano	-	-

(*) As potências eléctrica e calorifica são fornecidas tendo em conta que o combustível é o Gás Natural, pois foi o seleccionda para o caso em estudo mais adiante.

2.2.3.2 Sistemas de micro-cogeração com turbina a gás

As micro turbinas a gás são pequenas turbinas pertencentes ao grupo das turbomáquinas com uma potência eléctrica de 15 até 300 kW_{ele}. De forma a aumentar o seu rendimento eléctrico são equipadas com um recuperador (regenerador) de calor que permite aproveitar calor presente nos gases de escape. As micro turbinas destacam-se pela sua fiabilidade, reduzida dimensão e baixo peso.
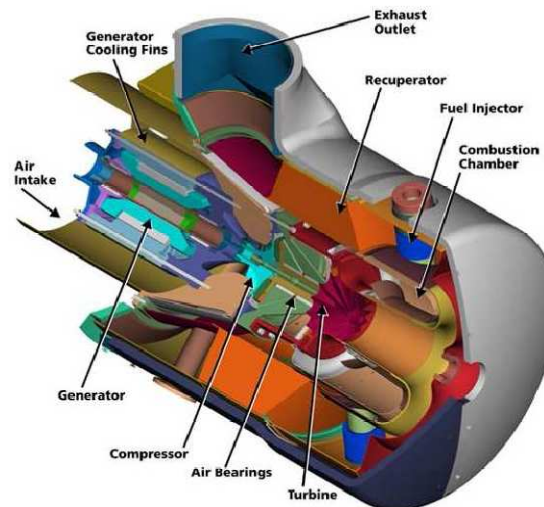
Figura 9 – Micro turbina a gás da marca Capstone (Simader, 2002)**.**

Actualmente estão em fase de investigação e desenvolvimento, micro turbinas com potências eléctricas de apenas alguns quilowatts, que conseguem atingir quase os mesmos rendimentos que os motores de combustão interna e com menores emissões de NO_x e CO.

- Actualidade

Em princípio, a maioria dos sistemas convencionais de cogeração podem ser adaptados para aplicações em micro-cogeração. Contudo, em casos como o das micro turbinas a gás a implementação bem sucedida para aplicações de potências reduzidas ainda está por ser realizada. Os principais fabricantes, como a Capstone ou a Turbec, apenas desenvolveram modelos de potências superiores a 15 kW_{ele}. As micro turbinas ainda são mais caras do que os motores de combustão interna, apesar de terem custos de operação e manutenção inferiores,

devido à menor quantidade de partes móveis. O tempo de vida das micro turbinas é cerca de 40000 horas.

Tabela 3 - Características das micro turbinas (Simader, 2002)

	Razão electricidade calor	**Combustível**	**Eficiêcias**		**Gama de potência eléctrica**
			Total	**Eléctrica**	
Micro turbina	0.2 – 0.8	Gás Natural, Gasóleo, Propano, Kerosene, biogás, etc.	65 – 90	15 – 30	15 kW a 300 kW
Custo médio de investimento em €/kW			900 – 2500		
Custos de operação e manutenção em €/kW			0.006 – 0.21		

Tabela 4 - Fabricantes e modelos de micro turbinas existentes no mercado (CEETA, 2001).

Fabricante	**Modelo**	**Potência eléctrica (kW)**	**Rendimento eléctrico (%)**	**Potência térmica (kW)**	**Rendimento Cogeração (%)**
Bowman Power	Turbogen TG50CG	45	24 – 13.5	100 – 312	71 – 82
	Turbogen TG80CG	80	26 – 14	150 – 420	76 – 89
Turbec	T100 CHP System	100	30	167	80
Capstone	Model 30 kW	30	27	Aprox. 55	62 – 88
	Model 60 kW	60	28	Aprox. 110	62 – 88
Honeywell	Parallon 75	75	30	90	66
Ingersoll-Rand	Powerworks 70	70	28	110	80

2.2.3.3 Sistemas de micro-cogeração com ciclo/Motor Stirling

Neste motor, inventado em 1816 pelo reverendo Robert Stirling na Escócia, a combustão, ao contrário dos motores de ignição por faísca, tem lugar numa câmara de

combustão separada. O gás de trabalho (por exemplo nitrogénio ou hélio) é movido por um pistão entre uma câmara a alta temperatura e outra a muito baixa temperatura. Ao regressar da câmara a alta temperatura o gás atravessa um regenerador, que consiste numa malha cerâmica ou nem metal poroso, que captura o calor do gás quente e o devolve à medida que o gás frio regressa à câmara quente.
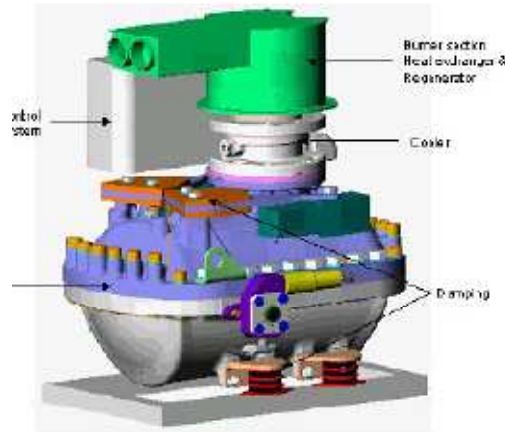
Figura 10 - Motor Stirling da Disenco: 3 kW_{ele} e 15 kW_t (DISENCO, 2007)

Graças ao facto da combustão ser feita externamente, o controlo do processo de combustão é facilitado, permitindo ainda uma boa flexibilidade de combustíveis, em particular no que diz respeito a biocombustíveis. A combustão contínua leva a menores emissões. Outras fontes de calor, como a radiação solar concentrada podem ser usadas, existindo protótipos desenvolvidos pelas empresas Solo e Sunmachine. Esta tecnologia tem potencial de atingir elevados rendimentos globais, mas o rendimento eléctrico é apenas moderado. Motores de pequena dimensão atingem um baixo custo.

- Actualidade

A tecnologia dos motores Stirling já se encontra disponível no mercado há nomeadamente muito pouco tempo, por isso, verifica-se a existência de poucos dados estatísticos relativos à sua fiabilidade, disponibilidade e preços.

Tabela 5 - Características dos motores Stirling (Simader, 2004)

	Ciclo termodinâmico	**Combustível**	**Eficiências**		**Gama de potência eléctrica**
			Total	**Eléctrica**	
Motor Stirling	Ciclo stirling	Gás Natural, Gasóleo, álcool, butano	65 – 95	Aprox. 25	3 kW_e a 1.5 MW_e
Custo médio de investimento em €/kW			2500 – 4500 (para sistemas < 10 kW)		
Custos de operação e manutenção em €/kW			N.A.		

Tabela 6 - Fabricantes e modelos de motores Stirling existentes no mercado (Green, 2008).

Fabricante	**Modelo**	**Potência eléctrica (kW)**	**Potência térmica (kW)**	**Disponibilidade comercial**
Disenco	Disenco	3	15	2008
Whispertech	WhisperGen	1	6 – 24	Brevemente
Baxi	Baxi Ecogen	1	7	2009

2.2.3.4 Sistemas de micro-cogeração com ciclo de Rankine

O ciclo orgânico de Rankine (ORC) é semelhante ao convencional ciclo a vapor, excepto pelo facto de usar um fluido de trabalho orgânico de elevada massa molecular. O fluido de trabalho é seleccionado de forma a aproveitar eficientemente fontes de calor a baixa temperatura para produzir electricidade, sendo possível fazê-lo numa alargada gama de potências (desde alguns quilowatts até 3 MW).

O fluido de trabalho atinge o estado de saturação (vapor) no evaporador. O fluido orgânico vapor expande na turbina e, de seguida é condensado usando um fluxo de água (alternativamente, o ar ambiente pode ser usado para o arrefecimento). O condensado é bombeado de volta para o evaporador, fechando assim o ciclo termodinâmico. As fontes aquecimento e de arrefecimento não estão em contacto directo com o fluido de trabalho nem com a turbina. Para aplicações de alta temperatura, um óleo térmico de alta temperatura é usado como transportador de calor, e adiciona-se um regenerador para melhorar o desempenho do ciclo.

Este tecnologia apresenta algumas vantagens: ciclo de elevada eficiência, baixa tensão mecânica da turbina (baixa velocidade periférica), não há erosão nas pás da turbina (ausência de humidade), longa duração de vida, bem como, não é necessário operador.
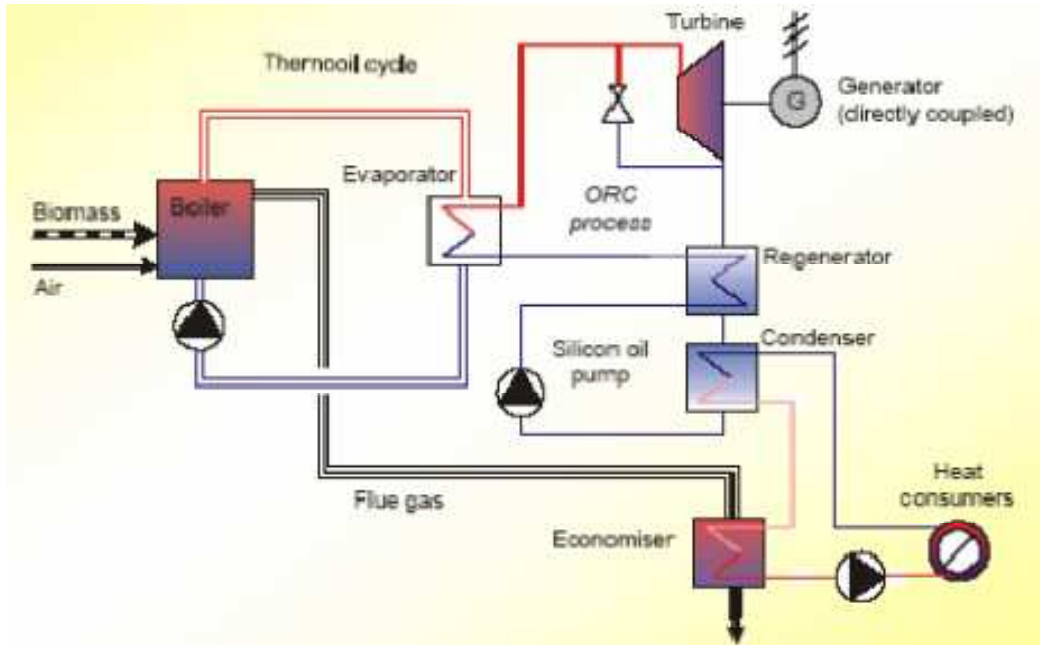
Figura 11 - Princípio de funcionamento da queima de biomassa de um processo ORC (Simader G., 2006)

Figura 12 - Unidade T450 – CH (TURBODEN, 2006).

- Actualidade

A empresa Turboden é, neste momento, a líder do mercado europeu no desenvolvimento e comercialização das unidades de micro-cogeração que se baseiam nesta tecnologia. No entanto outras empresas também começaram a comercializar este tipo de produtos recentemente, como é o caso da Energetix Group, cujo modelo é conhecido como Genlec.

2.2.3.5 Sistemas de micro-cogeração com célula de combustível.

As células de combustível convertem a energia química de um combustível e oxigénio continuamente em energia eléctrica. Tipicamente o combustível é o hidrogénio sendo que a energia envolvida na reacção com o oxigénio para formar água é parcialmente transformada em electricidade.

A célula consiste basicamente numa série de camadas que são dispostas lateralmente a um electrólito central: um ânodo onde o combustível é oxidado; um cátodo onde o oxigénio sofre uma reacção de redução (reacção que envolve troca de electrões) e pratos que fazem a alimentação do gases, colecção dos electrões e condução do calor da reacção.

As células de combustível para aplicação em micro-cogeração ou são baseadas na tecnologia **PEMFC** (Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell) usando uma membrana fina como electrólito e operando a temperaturas de cerca de 80°C, ou **SOFC** (Solid Oxide Fuel Cells) que são células de alta temperatura operando a 800°C. As características distintivas desta tecnologia são o baixo ruído, a pouca manutenção, a boa gestão a carga parcial, e a necessidade de hidrogénio.
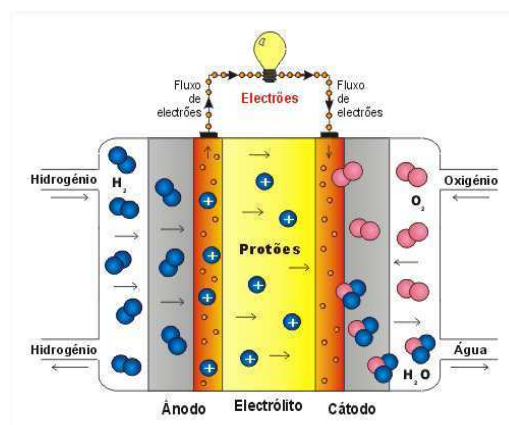
Figura 13 - Representação esquemática de uma célula de combustível (Simader, 2006).
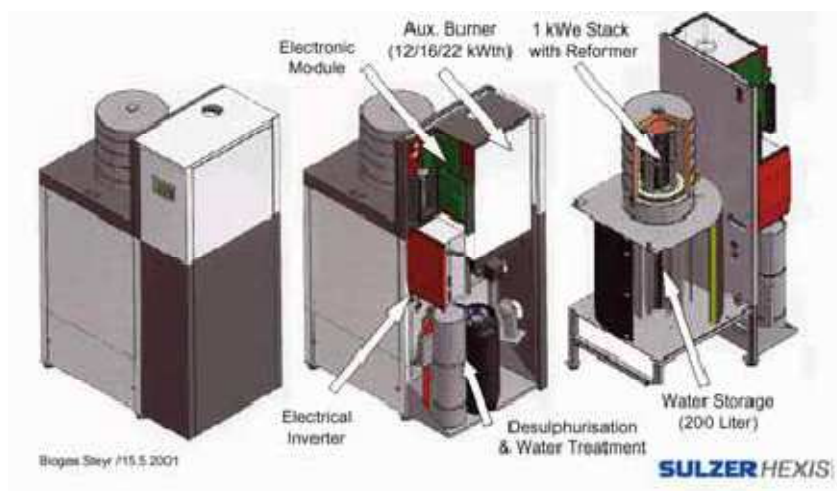
Figura 14 - Exemplo de modelo de célula de combustível (Simader, 2006).

- Actualidade

Os sistemas com célula de combustível ainda se encontram numa fase de pesquisa e desenvolvimento. De seguida apresenta-se alguns desses sistemas:

Tabela 7 - Modelos existentes no mercado brevemente (Green, 2008).

Tecnologia	**Fabricante / Modelo**	**Potência eléctrica (kW)**	**Potência térmica (kW)**
PEMFC	Baxi Innotech	1.5	3
	Intelligent Energy	2 – 5	-
	Vaillant / Plugpower	5	7
SOFC	Sulzer Hexis	1	3
	CFCL (Ceramic Fuel Cells)	1	1
	Ceres Power	1	-

2.2.3.6 Sistemas com uso a fontes renováveis de energia

Os sistemas de micro-cogeração com uso a fontes renováveis de energia são, simplesmente, a combinação da tecnologia já desenvolvida para a micro-cogeração (que actualmente, na sua maioria, usam combustíveis fósseis, como por exemplo o gás natural) e da tecnologia já existente ao nível das energias renováveis, como por exemplo, eólica ou fotovoltaica. A integração das energias renováveis nas unidades de micro-cogeração permite o

desenvolvimento de sistemas energéticos sustentáveis com elevado potencial de penetração no mercado devido ao seu benéfico impacto ambiental e económico.

➢ Actualidade

Neste tipo de sistemas, a micro-cogeração pode ser eólica, fotovoltaica, entre outras, ou até mesmo resultar da combinação de várias tecnologias que usam fontes de energia renováveis, designando-se por micro-cogeração híbrida. A electricidade produzida pode ser utilizada para auto-consumo, ou até mesmo, ser vendida à rede.
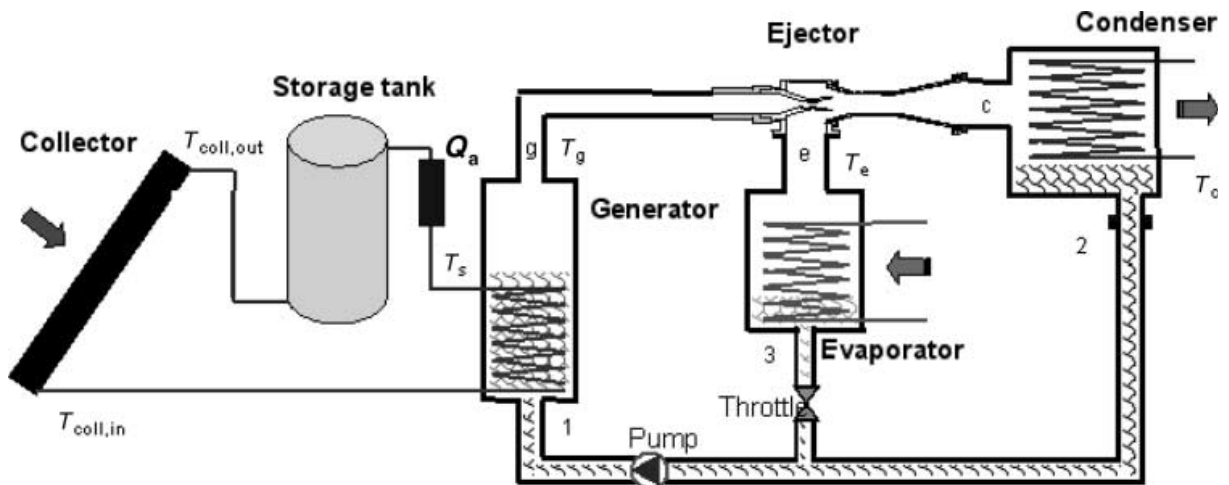
Figura 15 - Esquema simplificado de um sistema de micro-cogeração solar térmica (Varga et al, 2008).

Outro exemplo, mais simples, pode ser o uso de colectores solares térmicos.
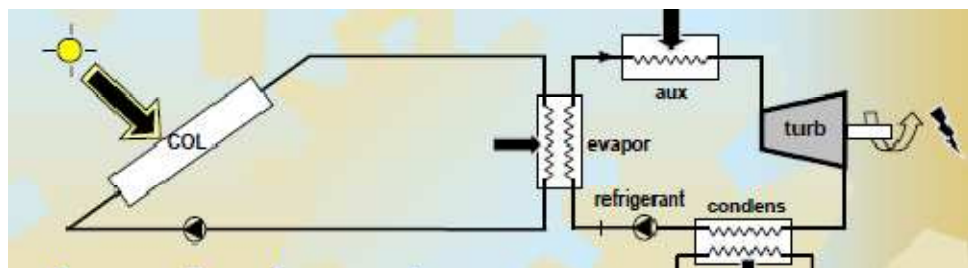
Figura 16 - Micro-cogeração com ciclo turbina a vapor – ORC com alimentação solar (Oliveira, 2008).

A energia solar, pode ser aproveitada, com uso a colectores híbridos (simultaneamente térmicos e fotovoltaicos). No entanto, como esta tecnologia é recente existem poucos produtos comerciais acerca deste tipo de colectores.

2.3 Ciclo de ejecção

2.3.1 Contextualização

As tecnologias existentes para sistemas de arrefecimento accionados termicamente resumem-se principalmente em três: absorção, adsorção e ciclos de ejecção. O ciclo ejector permite a conversão do calor proveniente de uma fonte apropriada, em frio ou calor. Este ciclo, utilizando água como refrigerante (muitas vezes referido como ciclo de refrigeração por jacto vapor) foi desenvolvido por Le Blanc e Parsons em 1901 e foi utilizado exaustivamente no passado. A partir de 1990, este tipo de sistemas começou novamente a ser investigado e utilizado em diversas aplicações, designadamente na refrigeração doméstica.

Estes sistemas, accionados termicamente, começaram a ter aplicações significativas na refrigeração, fundamentalmente por terem custos de fabrico e manutenção baixos relativamente aos restantes sistemas (Munday e Bagster, 1977), (Invernizzi et al, 2005), pela existência de poucas partes móveis e também por utilizarem fluidos frigorigéneos verdes, o que faz com que estes sistemas sejam bastantes fiáveis (Invernizzi et al, 2005), (Eames et al, 1995), (Huang et al, 1985).

No entanto com a chegada dos CFCs, a maior parte destes sistemas foram substituídos por ciclos de compressão de vapor, mais eficientes e compactos. Este sistemas são idênticos aos de compressão de vapor à excepção do modo como se processa a compressão do fluido de trabalho, ou seja, estes últimos utilizam um compressor enquanto os primeiros fazem recurso a um ejector.

Recentemente, com o aparecimento de novos fluidos frigorigéneos, impulsionados pelo protocolo de Montreal, que tornaram possível a redução das dimensões físicas do sistema e o aumento da eficiência do respectivo ciclo, houve tentativas de revitalizar o sistema de ejecção. Apesar destes sistemas, ainda não se encontrarem disponíveis comercialmente, nos últimos anos, tem sido feitos variados estudos, nomeadamente para aplicações de aquecimento e/ou arrefecimento utilizando para esse efeito, na maioria das vezes, a energia solar (Varga et al, 2008), (Godefroy et al, 2007), (Chunnanond et al, 2004), (Yapici et al, 2008), (Vidal et al, 2006), (Guo et al, 2009), (Bournaraf et al, 2009), (Meyer et al, 2009), (Clito, 2008), (Lazzarin, 2004) e (Huang et al, 1998).

2.3.2 Princípio de funcionamento

A figura 17 ilustra esquematicamente um sistema deste tipo. Como se pode ver, na sua versão básica, este é constituído por um ejector, um condensador, uma válvula de expansão, um evaporador, um gerador de calor e uma bomba.
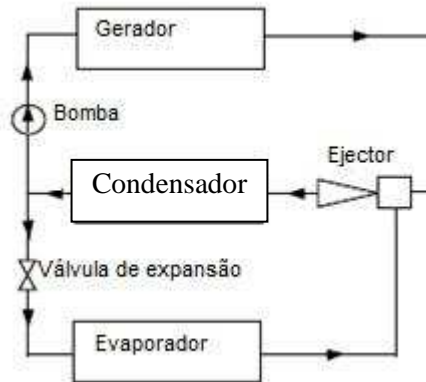
Figura 17 - Sistema ejector (Alexis, 2004).

Como foi afirmado anteriormente, o ejector substitui o clássico compressor dos sistemas de compressão de vapor. Em todas as considerações posteriores foi tido em conta um sistema que opera somente com um fluido frigorigéneo, situação muito frequente.

O ejector é um dispositivo que faz recurso à energia cinética de um fluido principal para movimentar um segundo fluido, secundário, por sucção e mistura directa. Como é possível observar na figura 18, o ejector é constituído por quatros partes que é necessário ter em conhecimento: uma convergente, uma entrada secundária, uma câmara de mistura de secção constante (pressão constante) e um difusor.
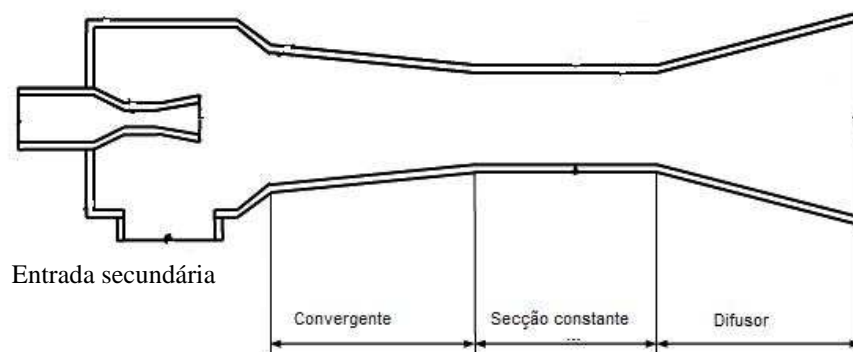
Figura 18 - Princípio de funcionamento de um ejector (Varga, 2008).
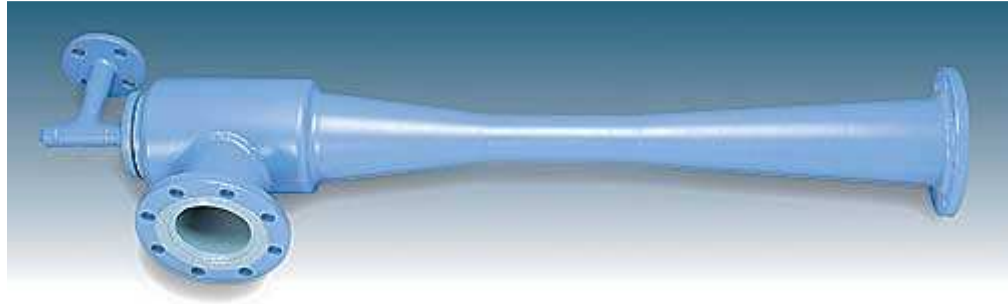
Figura 19 - Ejector da SAMHWA (International, 2007).

Desse modo, o ejector aumenta velocidade do fluido principal (obtido no gerador) no convergente até ser atingida uma velocidade supersónica à saída da ponteira, tipicamente superior a Mach 2. Isto produz uma diminuição de pressão no evaporador resultando numa baixa temperatura de evaporação. Assim, o fluido de trabalho a baixa pressão no evaporador, é aspirado e misturado totalmente com o fluido principal na câmara de mistura a uma pressão intermédia (compressão do fluido secundário. De seguida , de modo a obter as condições de pressão á saída do difusor, verificou-se a existência ocorrência de ondas de choque na secção compreendida entre a câmara de mistura e a entrada do difusor. Esse fenómeno traduz um aumento súbito da pressão do fluido misturado. A mistura dos dois fluxos é desacelerada no difusor antes de entrar no condensador. A mistura é então comprimida na secção divergente deste, podendo a pressão à saída ser 5 a 15 vezes superior à de sucção. Parte do líquido condensado regressa ao gerador através da bomba e o remanescente é expandido no sistema de expansão novamente para o evaporador.

Assim, o sistema de ejector pode ser visto como constituído por dois ciclos:

- Um ciclo motor que opera entre o gerador e o condensador e que gera o fluido principal para o ejector;
- Um ciclo frigorífico que opera entre o condensador e o evaporador.

Apesar deste sistema ainda não se encontrar disponível no mercado, existem várias empresas que fabricam os ejectores que podem ser usados neste tipo de sistemas. Um desses fabricantes é a SAMHWA.

2.3.3 Aplicações

As fontes de calor que podem ser utilizadas neste ciclo são a energia geotérmica, a energia solar, ou até mesmo desperdícios de energia. Como exemplo destas últimas tem-se o

calor contido nos gases de escape e no radiador dos automóveis que pode ser utilizado para a climatização do veículo, ou, no caso em estudo, para a produção exclusiva de frio.

No entanto quando se pretende climatizar edifícios, nomeadamente edifícios comerciais, a utilização da energia solar como fonte de calor tem uma vantagem porque, para além de permitir fazer o arrefecimento no verão e o aquecimento no inverno, não há necessidade de climatizar durante a noite, o que torna a energia solar extremamente interessante. O ejector pode também ser acoplado em paralelo, a uma turbina, para a produção de trabalho.

3 Modelação numérica e computacional do ejector e ciclo de ejecção

3.1 Modelo matemático do ejector e ciclo de ejecção

O sistema em estudo que vai ser objecto de análise é o apresentado na figura seguinte.
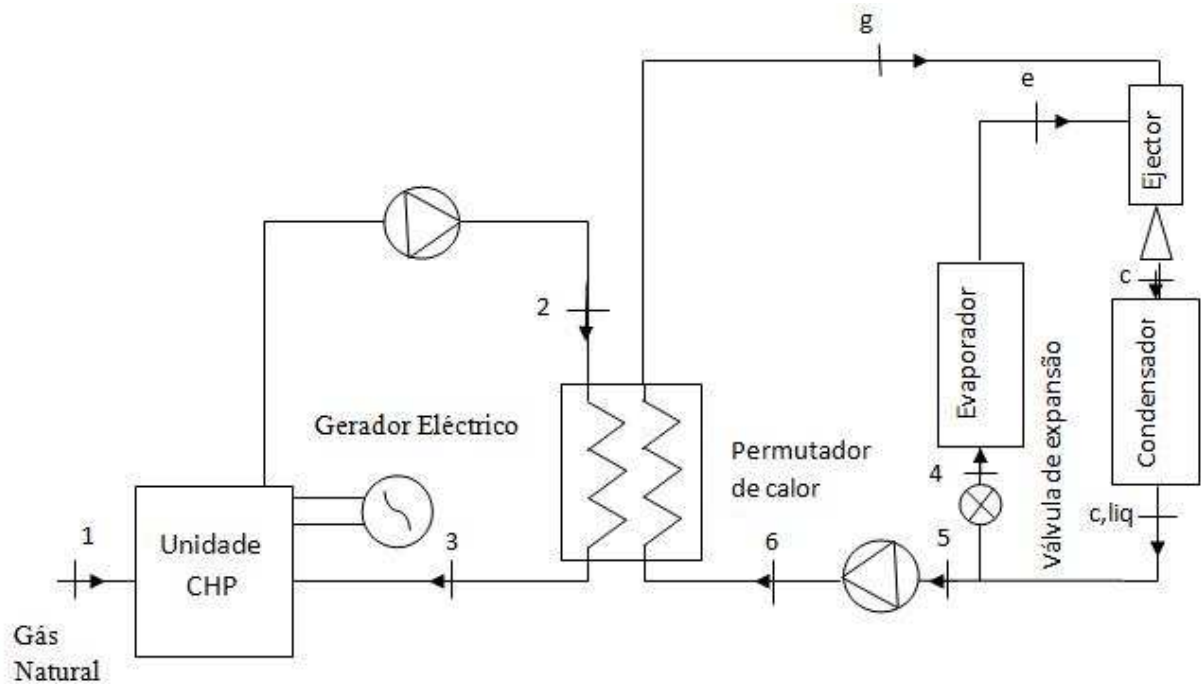
Figura 20 - Diagrama esquemático do sistema em estudo.

3.1.1 O sistema CHP

Instalação

A unidade de micro-cogeração seleccionada para o sistema em estudo foi a Dachs, da empresa alemã Senertec, pelas seguintes razões:

(i) Apresenta um menor preço específico relativamente às outras unidades existentes no mercado (ver tabela 8).

(ii) As potências eléctrica e calorífica produzidas são significativas para uso doméstico, 5.5 kW e 12.5 kW, respectivamente.

(iii) Utiliza o gás natural como combustível (ver figura 4).

Esta unidade possui um motor mono cilíndrico a quatro tempos com 579 cm^3 de cilindrada acoplado a um gerador eléctrico trifásico, de modo a produzir electricidade, enquanto o calor proveniente dos gases de exaustão é recuperado sob forma de água quente. A

operação da unidade CHP é comandada pela procura de calor, ou seja, a unidade liga e desliga quando a temperatura da água de retorno se encontra abaixo de 70 ºC ou acima de 73 ºC, respectivamente. As especificações do produtor desta unidade de micro-cogeração estão presentes na Tabela 8.

Tabela 8 - Especificações da unidade CHP Dachs e o desempenho monitorizado no estado estável (Godefroy et al, 2007).

	Especificações do produtor	Desempenho monitorizado
Potência eléctrica (kW_e)	5.5	5.62
Potência calorífica (kw_t)	12.5 (83 ºC alimentação e 70 ºC retorno)	13.1 (82.7 ºC alimentação e 61.8 ºC retorno)
Combustível (kW)	22.8	22.8
Eficiência eléctrica (%)	24	24.6
Eficiência térmica (%)	54.8	57.4
Eficiência global (%)	78.2	80.6
Intervalos de manutenção (horas de operação)	3500	-
Duração de vida (horas de operação)	>80,000	-
Ruído	56 dB(A) a 1 m	-

➢ Características de operação

Godefroy (Godefroy et al, 2007) no estudo de um sistema semelhante monitorizou o desempenho da unidade CHP da Dachs de modo a verificar as especificações dadas pelo produtor. Godefroy efectuou a medição das temperaturas da água à saída da unidade e de retorno, consumo de gás natural e potência eléctrica gerada usando um sistema de aquisição de dados. Os dados correspondentes a essa monitorização encontram-se, lado a lado, com as especificações fornecidas pela Senertec na Tabela 8. Comparando os dados das duas situações em questão, verificou-se que o desempenho da unidade de micro-cogeração encontrava-se muito perto das especificações, permitindo assim que o ciclo ejector seja operado a partir de uma fonte quente aproximadamente 83 ºC.

3.1.2 Sistema de arrefecimento – ciclo de ejecção

- Descrição do ciclo de arrefeccimento

O ciclo ejector é um ciclo termo-compressor, em que o efeito de compressão é conseguido através da utilização de uma fonte calor acoplado directamente ao ejector de modo a conduzir o fluido frigorigéneo, de fora do evaporador e para dentro do condensador. Um diagrama esquemático do sistema de arrefecimento é dado pela figura 20, enquanto a figura 22 mostra uma vista esquemática do ejector. No sistema presente na Figura 20, o ciclo de ejecção é accionado pelo calor proveniente da unidade CHP fornecido através de um permutador de calor, de modo a que o fluido frigorigéneo atinja o estado de vapor saturado à entrada do ejector.

- Modelo matemático do ciclo de ejecção

Na modelação do ciclo de ejecção bem como no dimensionamento do ejector foram tidas em conta as seguintes considerações:

1. O fluido de trabalho é um gás ideal com propriedades constantes, nomeadamente C_p, R e γ.
2. O fluxo que circula dentro do ejector é estacionário e monodimensional.
3. A energia cinética à entrada do ejector dos fluidos primário e secundário e à saída do difusor é desprezável.
4. Para simplicidade do modelo monodimensional considerado, as relações isentrópicas são usadas como uma aproximação. No entanto, tendo em conta que o processo é não ideal são introduzidos coeficientes nas relações isentrópicas de modo a contabilizar os efeitos de fricção e as perdas na mistura dos fluidos. Esses coeficientes estão relacionados com as eficiências isentrópicas e podem ser encontrados na literatura.
5. Os dois fluxos apenas se começam a misturar no ponto y (garganta hipotética) com uma pressão uniforme, $P_{y,pr} = P_{y,sec}$.
6. O fluido secundário é estrangulado no ponto y, $Ma_{y,sec} = 1$.
7. De modo a obter as condições de pressão à saída do ejector, tem de haver a existência de ondas de choque (ponto sh) no fluido misturado na secção compreendida entre o ponto m e c.
8. A parede do interior do ejector é adiabática.

9. Foram assumidas as condições de saturação à entrada do ejector (ponto g) e à saída do evaporador (ponto e). Analogicamente, foi assumido que o fluido encontra-se no estado de líquido saturado à saída do condensador (ponto c,liq).

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica e a Lei da Conservação de Massa,

$$\dot{m}_g = \dot{m}_6 \tag{1}$$

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_g * \left(h_g - h_6\right) \tag{2}$$

A potência da bomba foi calculada da seguinte maneira,

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_g * (h_7 - h_8) \tag{3}$$

$$h_6 = -\left(\frac{\dot{W}_{pump}}{\dot{m}_g}\right) + h_5 \tag{4}$$

Efectuando o balanço energético global ao ejector,

$$\dot{m}_c = \dot{m}_g + \dot{m}_e \tag{5}$$

$$\dot{m}_g * h_g + \dot{m}_e * h_e = (\dot{m}_g + \dot{m}_e) * h_c \tag{6}$$

Por sua vez as potências caloríficas referentes ao condensador e evaporador podem ser obtidas, respectivamente

$$\dot{Q}_c = (\dot{m}_g + \dot{m}_e) * \left(h_c - h_{c,liq}\right) \tag{7}$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e * (h_e - h_4) \tag{8}$$

O desempenho do ejector pode ser expresso pela razão de arrasto como:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \qquad (9)$$

Esta razão representa o quociente entre o caudal mássico do fluido que é aspirado pelo caudal mássico do fluido principal.

O desempenho de um ciclo de refrigeração é geralmente expresso através do seu coeficiente de performance (COP). A razão de arrasto está relacionada com o COP de um ciclo de refrigeração da seguinte maneira:

$$\mathrm{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \lambda \frac{\Delta h_e}{\Delta h_g} \qquad (10)$$

Em que,

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_t + \dot{W}_{pump} \qquad (11)$$

Os ejectores são, geralmente, classificados em duas categorias: área constante e mistura a pressão de constante. Os últimos apresentam um melhor desempenho, e por isso são o único tipo de ejectores considerado ao longo deste estudo.

A teoria da mistura a pressão constante de um ejector, desenvolvida por Keenan et al. é frequentemente usada na análise do mesmo (Keenan et al, 1950). Keenan e os restantes autores assumiram que a pressão do fluido principal e secundário à saída da câmara de sucção é idêntica. A mistura dos dois fluidos inicia-se na câmara de sucção a uma pressão constante desde saída da ponteira (“nozzle”) até à entrada da secção de área constante. No entanto, Munday e Bagster (Munday e Bagster, 1977) chegaram à conclusão que depois da saída da ponteira, o fluido primário continua o seu percurso sem se misturar com o fluido secundário e induz um canal convergente para o fluido secundário. Este canal actua como uma convergência de modo a que o fluido secundário seja acelerado até uma velocidade sónica.

Na prática, verifica-se dois fenómenos de estrangulamento que condicionam o desempenho de um ejector. O primeiro fenómeno ocorre na passagem do fluido principal pela ponteira e o outro ocorre no fluido secundário. O segundo fenómeno resulta da aceleração do fluido secundário de um estado de estagnação, à entrada da câmara de sucção, para um estado

em que o fluido atinge uma velocidade sónica na zona de secção constante. A figura 21 mostra a variação da razão de arrasto λ com a pressão de saída P_c, considerando fixas a pressão de sucção e do fluido principal.
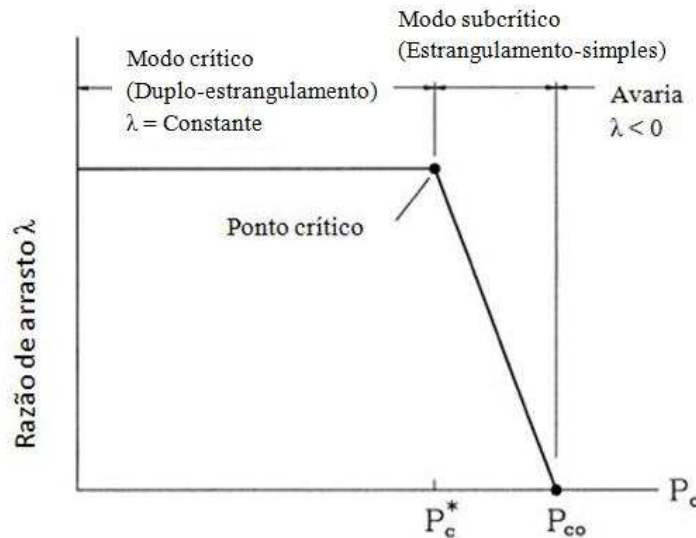
Figura 21 - Modos de operação de um ejector.

O desempenho de um ejector pode pois ser dividido em três modos de operação, de acordo com a pressão à saída do ejector, P_c:

i. Modo crítico ($P_c \leq Pc^*$) – Os fluidos principal e secundário são ambos estrangulados e a razão de arrasto é constante;
ii. Modo subcrítico ($P_c^* < P_c < P_{co}$) – Só o fluido principal é estrangulado e λ depende da pressão à saída P_c;
iii. Avaria ($P_c \geq P_{co}$) – O fluido primário é estrangulado e o fluido secundário é invertido (avaria).

O ejector possui um melhor desempenho no modo crítico de forma a obter maior eficiência.

A teoria descrita acima revelou-se incapaz de analisar o fenómeno de estrangulamento que ocorre no fluido de trabalho secundário quando o ejector opera no modo crítico. Por isso, (Huang et al, 1999) foi desenvolvido um modelo monodimensional para analisar o desempenho de um ejector no modo crítico. Foi assumido que a mistura ocorre na zona de secção constante e o fenómeno de estrangulamento referente ao fluido secundário é predito.

Esse modelo matemático monodimensional pode ser utilizado não só, para prever o desempenho do ejector, dependendo das condições de projecto, mas também, para encontrar as dimensões requeridas do ejector. O modelo baseado nessa teoria de mistura a pressão constante vai ser apresentado em seguida.
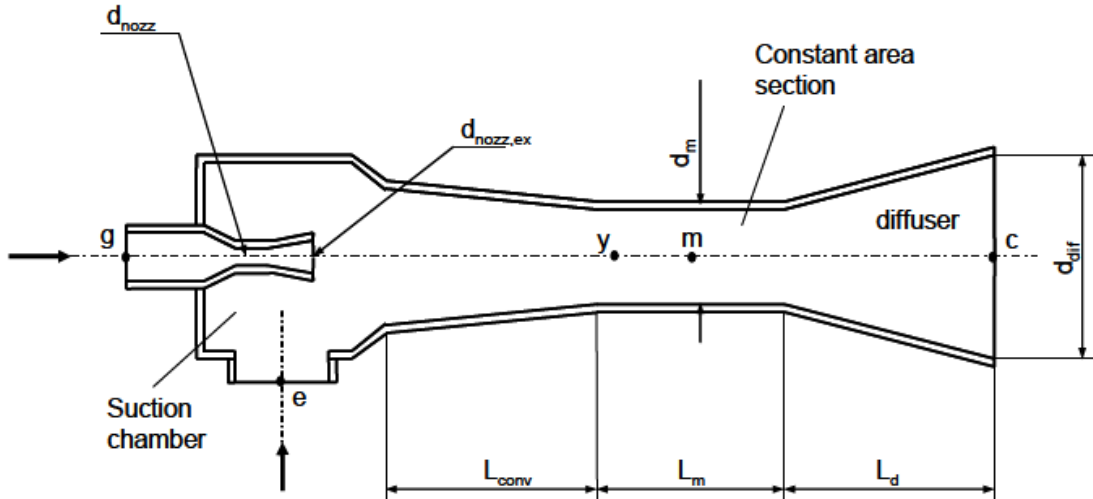
Figura 22 - Vista esquemática de um ejector típico**.**

➢ Fluido primário através da ponteira

Para uma dada pressão de estagnação P_g e temperatura T_g, o caudal mássico que atravessa a ponteira na condição de estrangulamento pode ser obtido através da seguinte equação dinâmica de um gás:

$$\dot{m}_g = A_{nozz}\, P_g \sqrt{\eta_{nozz} \frac{\gamma}{R\, T_g} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \qquad (12)$$

Em que η_{nozz} é o coeficiente relacionado com a eficiência isentrópica do fluido compressível na ponteira. As relações dinâmicas do gás entre o número de Mach à saída da ponteira $Ma_{nozz,ex}$ e a área da secção respectiva $A_{nozz,ex}$ e pressão $P_{nozz,ex}$ são, usando as relações isentrópicas como uma aproximação:

$$\left(\frac{A_{nozz,ex}}{A_{nozz}}\right)^2 \approx \frac{1}{Ma_{nozz,ex}^2}\left[\frac{2}{\gamma+1}\left(1+\frac{\gamma-1}{2} Ma_{nozz,ex}^2\right)\right]^{(\gamma+1)/(\gamma-1)} \qquad (13)$$

$$\frac{P_g}{P_{nozz,ex}} \approx \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{nozz,ex}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (14)$$

- Fluido primário desde a saída da ponteira até ao início de mistura

O número de Mach, $Ma_{y,pr}$, do fluido primário no ponto de início de mistura é expresso pela seguinte relação isentrópica como uma aproximação:

$$\frac{P_{y,pr}}{P_{nozz,ex}} \approx \frac{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{nozz,ex}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}}{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{y,pr}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}} \quad (15)$$

Para o cálculo da área do fluido primário no ponto y, foi usada a seguinte relação isentrópica:

$$\frac{A_{y,pr}}{A_{nozz,ex}} = \frac{\frac{1}{Ma_{y,pr}}\left[\frac{2}{\gamma+1}\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{y,pr}^2\right)\right]^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))}}{\frac{1}{Ma_{nozz,ex}}\left[\frac{2}{\gamma+1}\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{nozz,ex}^2\right)\right]^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))}} \quad (16)$$

- Fluido secundário desde a entrada no ejector até ao início de mistura

De acordo com a suposição 6, o fluido secundário atinge a condição de estrangulamento no ponto y, $Ma_{y,sec}$ =1. Para uma dada pressão de estagnação à entrada do ejector P_e, temos

$$\frac{P_e}{P_{y,sec}} \approx \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{y,sec}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (17)$$

O caudal mássico referente ao fluido secundário na condição de estrangulamento é obtido através da seguinte expressão:

$$\dot{m}_e = A_{y,sec}\, P_e \sqrt{\eta_{entr} \frac{\gamma}{R\, T_e} \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \qquad (18)$$

onde η_{entr} é o coeficiente relacionado com a eficiência isentrópica do fluido secundário.

- Secção de área constante

A área da secção constante pode ser determinada através da soma das áreas do fluido primário $A_{y,pr}$ e secundário $A_{y,sec}$. Isto é,

$$A_m = A_{y,pr} + A_{y,sec} \qquad (19)$$

- Temperatura e número de Mach no ponto y

A temperatura e número de Mach dos dois fluxos podem ser estimados através das seguintes equações:

$$\frac{T_g}{T_{y,pr}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{y,pr}^2 \qquad (20)$$

$$\frac{T_e}{T_{y,sec}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_{y,sec}^2 \qquad (21)$$

- Fluido misturado no ponto de mistura (ponto m) antes da ocorrência de choque

Os dois fluxos iniciam a sua mistura no ponto y. Mais tarde verificar-se-á a ocorrência de ondas de choque resultando num aumento da pressão no ponto sh.

Deste modo o balanço de momentos pode ser derivado como:

$$\phi\left(\dot{m}_g v_{y,pr} + \dot{m}_e v_{y,sec}\right) = \left(\dot{m}_g + \dot{m}_e\right) v_m \qquad (22)$$

em que v_m é a velocidade do fluido misturado e ϕ é o coeficiente de eficiência isentrópica que contabiliza a perda por fricção. Similarmente, a equação de balanço de energia pode ser exprimida como:

$$\dot{m}_g\left(h_{y,pr}+\frac{v_{y,pr}^2}{2}\right)+\dot{m}_e\left(h_{y,sec}+\frac{v_{y,sec}^2}{2}\right)=\left(\dot{m}_g+\dot{m}_e\right)\left(h_m+\frac{v_m^2}{2}\right) \quad (23)$$

em que $v_{y,pr}$ e $v_{y,sec}$ são as velocidades dos fluidos primário e secundário no ponto y, respectivamente. As propriedades termodinâmicas, nomeadamente as velocidades (v_i) e entalpias (h_i) locais, presentes nas equações 22 e 23 podem ser obtidas através das seguintes equações:

$$h_i = c_p T_i \quad (24)$$

$$v_i = c_i Ma_i \quad (25)$$

$$c_i = \sqrt{\gamma R T_i} \quad (26)$$

- <u>Fluido misturado no ponto de mistura (ponto m) depois da ocorrência de choque</u>

No ponto sh verifica-se a ocorrência de um choque supersónico com uma subida súbita da pressão. Assumindo que o fluido misturado, após o choque, sofre uma evolução isentrópica, o fluido mistura entre os pontos m e sh dentro da secção de área constante tem uma pressão uniforme P_{sh}:

$$\frac{P_{sh}}{P_y} = 1+\frac{2\gamma}{\gamma+1}\left(Ma_m^2-1\right) \quad (27)$$

$$Ma_{sh}^2 = \frac{1+\frac{\gamma-1}{2}Ma_m^2}{\gamma Ma_m^2-\frac{\gamma-1}{2}} \quad (28)$$

- <u>Fluido misturado através do difusor</u>

No difusor a pressão do fluido aumenta até atingir a pressão do condensador. A relação entre P_c e P_{sh} pode ser expressa da seguinte maneira:

$$\frac{P_c}{P_{sh}} = \left(1 + \eta_{dif}\frac{\gamma - 1}{2}Ma_{y,sec}^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (29)$$

onde η_{dif} é o coeficiente relacionado com a eficiência isentrópica do fluido misturado no difusor.

As áreas das várias secções ao longo do ejector, nomeadamente os respectivos diâmetros, podem ser calculados através da resolução simultânea das equações 1 a 29, usando um método numérico ou com recurso a softwares apropriados (como por exemplo o EES). As variáveis de projecto T_g, T_e, T_c, $\dot{Q}_t$ e as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho devem ser conhecidas. As variadas eficiências isentrópicas constantes em estudo também devem ser conhecidas através da literatura (ver anexo B).

As outras dimensões do ejector como L_{conv}, L_m, L_d, d_{dif}, d_{nozz}, $d_{nozz,ex}$, d_m podem ser determinadas com recurso a algumas recomendações da ASHRAE (ASHRAE, 1983). As recomendações propostas pela ASHRAE aplicam-se a ejectores a vapor, mas também podem ser usadas para o dimensionamento de outro tipo de ejectores. Sucintamente, sugerem o seguinte:

(i) Os ângulos do cone empregues na zona divergente da ponteira variam entre uma gama de 8 a 15 °, com 10 – 12 ° mais comum.

(ii) Na secção de mistura terá um comprimento correspondente a 6 -10 vezes o diâmetro da garganta da ponteira, embora 7 seja mais comum.

(iii) Os ângulos referentes à zona de mistura são cerca de 7 – 10 ° para a primeira porção e 3 – 4 ° para a segunda porção.

(iv) A zona de secção constante é tipicamente 3 – 5 vezes o diâmetro da garganta da ponteira de modo a acomodar o padrão do choque e a sua circulação sob carga axial. Foi usado o valor médio.

(v) O difusor tem sempre uma forma cónica com um ângulo compreendido entre 5 a 12 °, embora 8 – 10 ° seja o mais utilizado. Na prática o seu comprimento é 4 – 12 vezes superior o diâmetro da garganta da ponteira, embora 5 seja o mais usado.

3.2 Implementação do sistema em estudo no EES

- Variáveis de projecto

Em seguida, a implementação do sistema em estudo no EES (Engineering Equation Solver) foi executada da seguinte maneira:

Primeiramente, introduziu-se no EES todas as equações anteriormente enumeradas. De seguida, foi necessário introduzir as variáveis de projecto tendo em conta os seguintes critérios:

Tabela 9- Valores das variáveis de projecto.

Variáveis de projecto	
Temperatura do gerador (T_g)	72 ºC
Temperatura do evaporador (T_e)	10 ºC
Temperatura de condensador (T_c)	35 ºC
Potência calorífica ($\dot{Q}_t$)	12.5 kW
Eficiência isentrópica da ponteira (η_{nozz})	0.8
Eficiência isentrópica de arrastamento (η_{entr})	0.8
Eficiência isentrópica de mistura **(ϕ)**	0.935
Eficiência isentrópica no difusor (η_{dif})	0.8

A temperatura do gerador considerada foi de 72 ºC, uma vez que foi assumido que a diferença entre as temperaturas de entrada do fluido quente e de saída do fluido frio é de 11 ºC ($\Delta T = T_2 - T_g$). A temperatura de retorno da água, na unidade CHP é de 73 ºC, como se pode observar na figura seguinte.
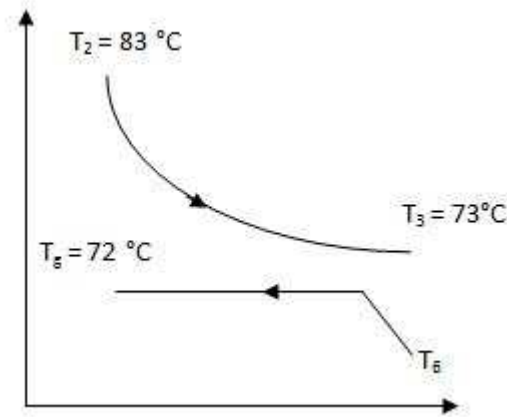
Figura 23 - Diagrama de temperaturas no permutador de calor – ocorrência de evaporação do fluido frio.

Como de pode observar através da figura 23 ocorre mudança de fase do fluido frigorigéneo no permutador, ou seja, a capacidade térmica ($\dot{m}C_p$) do fluido frio tende para valor infinito ($C_p = \frac{dh}{dt} \rightarrow \infty$). Assim sendo a eficiência térmica no permutador é dada pela seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_6} \quad (30)$$

A potência calorífica transferida através do permutador é dada pela especificações do produtor da unidade de micro-cogeração seleccionada.

Para a temperatura do evaporador, é muito comum admitir uma temperatura próxima de 10 ºC, pois é a temperatura que se obtém numa unidade de ar condicionado típica. A temperatura de condensação considerada, teve por base a literatura consultada (Diário da República, 2006) que apresenta o zoneamento climático discriminado por concelhos. Tendo em conta que a temperatura externa de projecto de verão no concelho do Porto é de 30 ºC e que a temperatura de condensação deve ser superior à de ambiente. Para que haja transferência de calor, é aceitável que a temperatura do condensador seja de 35 ºC ou até mesmo mais elevada.

No caso das eficiências isentrópicas, os valores considerados tiveram por base a literatura (Godefroy et al, 2007).

E por último, todas as propriedades termodinâmicas necessárias para a simulação do comportamento global do sistema foram obtidas através da base de dados presente no programa de simulação utilizado (EES).

Para a simulação do comportamento do sistema no sofware acima mencionado, foi necessário modificar os limites de algumas variáveis (na opção "Variable Info"), e em alguns casos atribuir um valor de estimativa inicial, de modo a obter uma solução única. As alterações efectuadas encontram-se descritas na tabela seguinte.

Tabela 10 - Estimativa inicial e limites das soluções modificados

Variáveis	**Estimativa inicial**	**Limite inferior**	**Limite superior**
c_m	230 (m/s)	0	Infinito
Ma_m	1	0	Infinito
$Ma_{nozz,ex}$	1	0	Infinito
Ma_{sh}	1	0	Infinito
$Ma_{y,pr}$	1	0	Infinito
$Ma_{y,sec}$	1	0	Infinito
P_{sh}	30000 (Pa)	$P_{y,pr}$	Infinito
T_m	1 (K)	0	Infinito

- Selecção do fluido de trabalho

Muitos factores devem ser ponderados na selecção de um fluido frigorigéneo. Aqueles podem ser agrupados em três categorias:

(i) Termodinâmicas: pressão de evaporação, condensação; temperatura de congelação; calor latente de vaporização; volume por tonelada de refrigeração.

(ii) Químicas: inflamabilidade; toxicidade; estabilidade relativamente aos materiais componentes.

(iii) Físicas: detecção; viscosidade; condutibilidade térmica; miscibilidade com o óleo; custo; preferência individual.

Se bem que estas propriedades sejam globalmente desejáveis em qualquer fluido frigorigéneo, é pouco provável que elas sejam satisfeitas simultaneamente. Também não existe nenhum refrigerante que seja o “melhor”, já que diferentes aplicações exigem diferentes tipos de refrigerantes.

No caso em estudo como se trata de um sistema de aplicação doméstica, na selecção do refrigerante foram tidos em conta principalmente critérios operacionais e ambientais como, a toxicidade, a inflamabilidade, a pressão do gerador e de evaporador, o Potencial de Destruição do Ozono (ODP em inglês – Ozone Depletion Potencial) e o Potencial de Aquecimento Global (GWP em inglês – Global Warming Potencial). Baseado nos critérios anteriormente enunciados e em alguns estudos já efectuados para este tipo de sistemas, os fluidos frigorigéneos HFEs (Godefroy et al, 2007), (NICNAS, 2006), R-134a (Chunnandond et al, 2004), (Selvarju et al, 2004), R-152a (Su et al, 1999) e o n-pentano foram seleccionados como potencialmente adequados para aplicações em que as fontes de calor se encontram entre gamas de temperaturas baixas, 70-85 ºC.

De seguida estudou-se o comportamento do sistema para cada um desses refrigerantes nas mesmas condições de operação, referidas na tabela 9.

Tabela 11 - Factores de selecção para as mesmas condições de operação (*).

Fluido Frigorigéneo	Toxicidade	Inflamabilidade	ODP	GWP	Pressão do gerador (bar)	Pressão de evaporação (bar)	COP	λ
R-134a	Não tóxico	não inflamável	0	0.02	22.15	4.15	0.1536	0.1778
R-152a	Não tóxico	não inflamável	0	0.0091	19.74	3.73	0.1665	0.1860
HFE 7100	Não tóxico	não inflamável	0	0.0026	1.47	0.14	0.07864	0.1197
HFE 7000	Não tóxico	não inflamável	0	0.0025	3.22	0.38	0.1208	0.174
n-pentano	Não tóxico	Alta	0	0.002	2.99	0.38	0.1366	0.1781

(*) Escala GWP de 0 a 1 (para CO_2, GWP = 1). Escala ODP de 0 a 1 (para R-11, ODP = 1).

Os valores presentes na tabela 11 permitiram chegar à conclusão, que todos os fluidos frigorigéneos seleccionados previamente apresentam ser um boa escolha quando apenas se tem em consideração os critérios ambientais: possuem um ODP nulo. Não afectam a camada de ozono uma vez que não possuem átomos de cloro, que na presença de uma molécula de ozono lhe retira um átomo de oxigénio dando origem ao monóxido de cloro. Sendo esta molécula muito instável, o átomo de oxigénio acaba por se libertar para formar uma molécula de O_2, ficando o cloro disponível para a destruição de outra molécula de ozono.

Simultaneamente, todos eles apresentam um GWP reduzido, contudo os HFEs e o n-pentano contribuem menos para o aumento do efeito de estufa pois tem um GWP, aproximadamente dez vezes menor, relativamente aos HFCs (R-134a e R-152a).

Tendo em conta os critérios operacionais, o n-pentano é imediatamente excluído pois é um fluido altamente inflamável, menos adequado a este tipo de aplicação, apesar de corresponder a um melhor desempenho do sistema (COP = 0.1366). Por outro lado, tendo em vista a aplicação doméstica deste sistema, a pressão do gerador, usando os HFCs como fluido de trabalho, é excessivamente elevada, aproximadamente 20 bar, levando assim que estes sejam preteridos em relação aos HFEs. As pressões no gerador não podem ser muito elevadas para que os componentes da instalação constituintes do circuito de alta pressão não sejam excessivamente "pesados". Por último, entre os HFEs, aquele que se apresenta mais adequado a este tipo de sistemas é o HFE 7000. Pois, a pressão do gerador é aceitável e o sistema apresenta um melhor desempenho relativamente ao HFE 7100. Em suma, pelas razões anteriormente enunciadas o fluido de trabalho seleccionado foi o HFE 7000.

4 Resultados e Discussão

Primeiramente, procedeu-se ao dimensionamento do ejector para as condições de projecto presentes na tabela 9. As dimensões de ejector requeridas para satisfazer essas condições encontram-se na tabela seguinte:

Tabela 12 - Dimensões do ejector para as condições de projecto.

Dimensões	Valor (m)
d_{nozz}	0.0096
$d_{nozz,ex}$	0.0147
d_{m}	0.0208
d_{dif}	0.0329
L_{conv}	0.0671
L_{m}	0.0480
L_{dif}	0.0383

De seguida estudou-se o comportamento do sistema para diferentes condições de operação. Para isso considerou-se duas hipóteses:

(i) Em primeiro lugar, considerou-se o sistema representado na figura 23, sem que houvesse necessidade de qualquer aquecimento auxiliar após a passagem do fluido frigorigéneo no permutador. A temperatura do gerador é a de projecto (T_g = 72 °C) - **Situação 1**.

(ii) Na hipótese alternativa, uma vez que a temperatura conseguida à entrada do ejector é baixa, considerou-se que, seria introduzido um aquecedor a gás de modo a obter a condição de vapor saturado à entrada do ejector (T_g) para uma temperatura de 90 ºC - **Situação 2**.

Na situação 2, a potência calorífica de gás natural necessária é de 24.56 kW pois está incluido a potência auxiliar disponibilizada pelo aquecedor de gás que eleva a temperatura do gerador para 90 ºC.

$$\left(\dot{F}_{CG}\right)_{S2} = \left(\dot{F}_{CG}\right)_{S1} + \frac{\dot{Q}_{aq}}{\eta_{aq}} \qquad (31)$$

$$(\dot{Q}_t)_{S2} = (\dot{Q}_t)_{S1} + \dot{Q}_{aq} \quad (32)$$

em que a potência calorífica auxiliar obtida foi de 1.5 kW e o rendimento do aquecedor é de 0.85. Nesta situação, o calor útil aproveitado pelo permutador de calor é de 14 kW.

O comportamento demonstrado pelo sistema, nas hipóteses consideradas anteriormente, pode ser caracterizado pode ser expresso pelas evoluções representadas pelas figuras abaixo

.
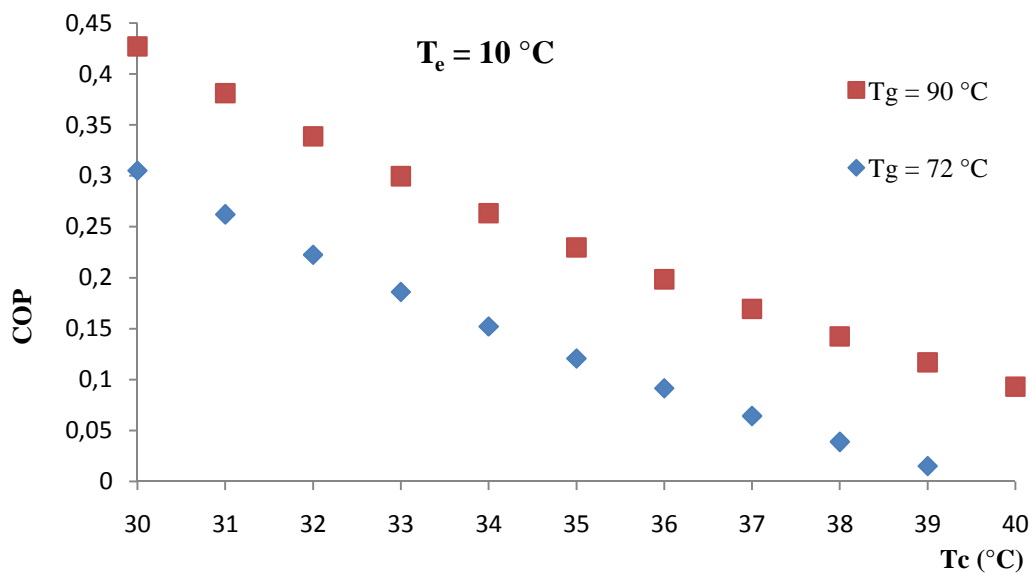
Figura 24 - COP para diferentes temperaturas do condensador e à entrada do ejector.
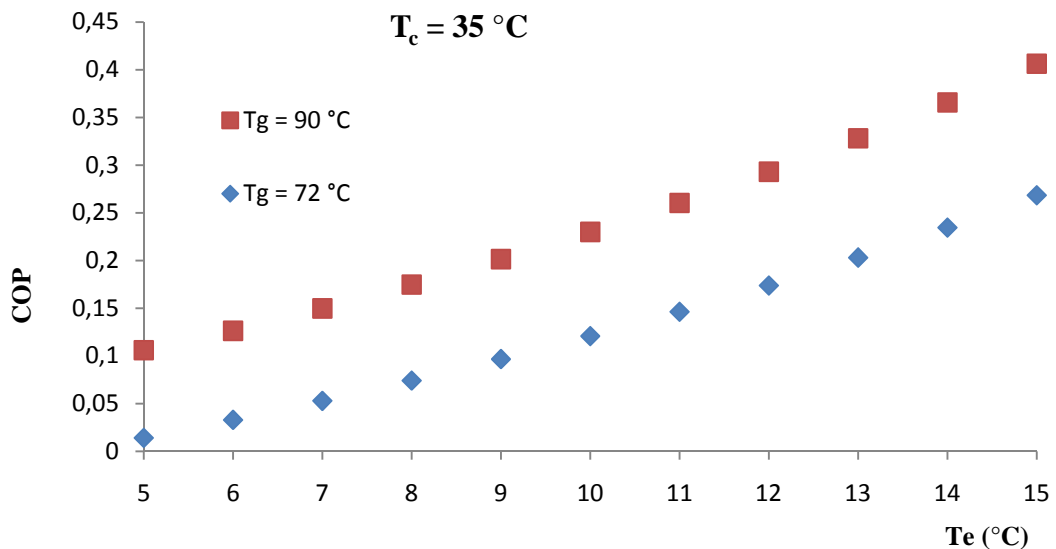
Figura 25 - COP para diferentes temperaturas do evaporador e à entrada do ejector.

O COP como função das temperaturas do condensador e gerador pode ser observado na Figura 24. É claramente visível através da figura, que o desempenho do ciclo de ejecção diminui rapidamente com o aumento da temperatura do condensador. Considerando uma temperatura no condensador de 35 ºC pelas razões anteriormente enunciadas, o COP calculado para uma temperatura no gerador de 72 ºC foi de 0.1208. Dentro da gama de temperaturas consideradas neste caso em estudo, o COP aumenta com o aumento da temperatura do gerador. Para uma mesma temperatura do condensador, o COP calculado foi de 0.2299 para uma temperatura do gerador de 90 ºC. Portanto, dependendo da potência do evaporador que se pretende, a solução que tem em conta a adição de um aquecedor a gás revela-se bastante interessante pois, para as mesmas condições no condensador e evaporador, o COP conseguido é mais elevado.

O desempenho do ciclo de arrefecimento aumenta com a temperatura do evaporador, como se pode observar na Figura 25. Para uma temperatura do gerador de 72 ºC, a temperatura do evaporador deve ser de, pelo menos, 13 ºC para alcançar um COP de pelo menos 0.2. Para um temperatura do gerador mais alta, por exemplo 90 ºC, a temperatura do evaporador requerida deve ser maior que 8 ºC para obter o mesmo COP. Numa típica unidade de ar condicionado, onde a temperatura do evaporador é aproximadamente 10 ºC, o gerador deve operar pelo menos a aproximadamente 80 ºC de modo a obter um COP de pelo menos 0.2.
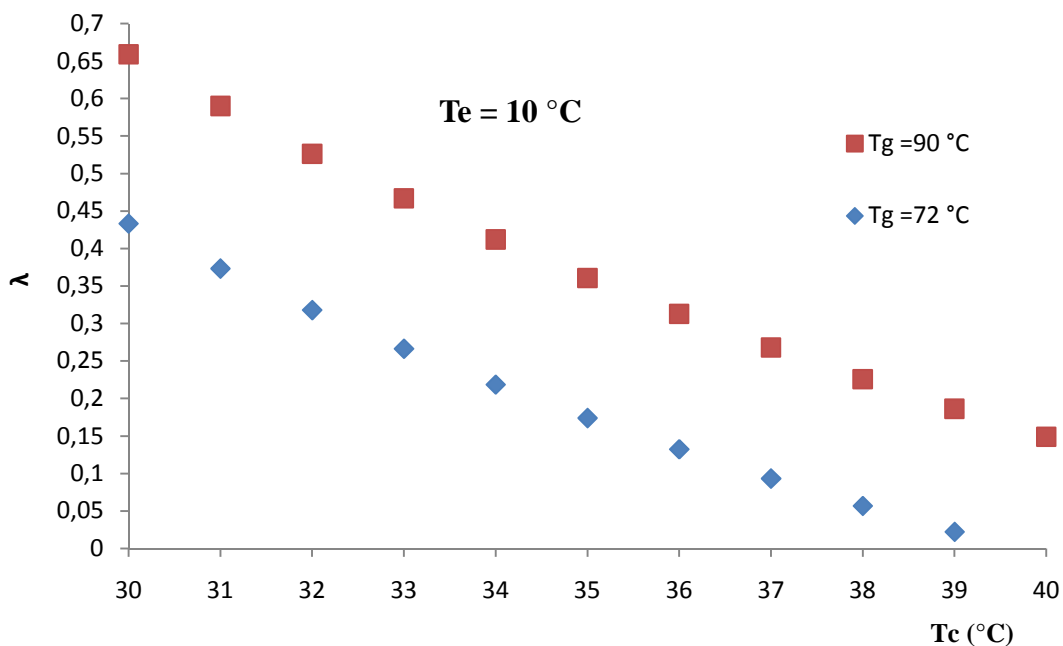
Figura 26 - Coeficiente de arrastamento para diferentes temperaturas do condensador e à entrada do ejector.
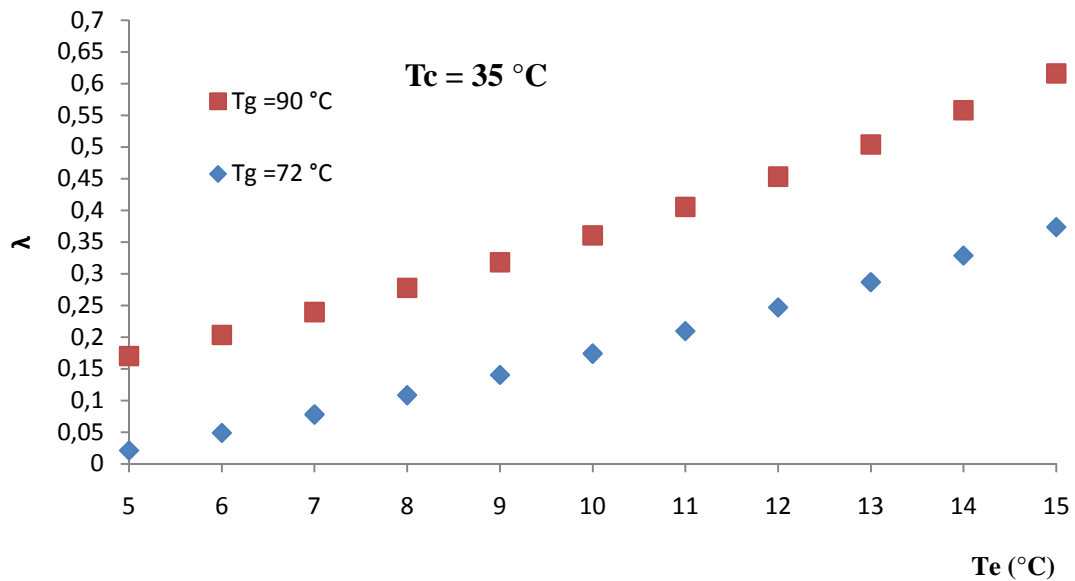
Figura 27 - Coeficiente de arrastamento para diferentes temperaturas do evaporador e à entrada do ejector.

O gráfico da figura 26 permite averiguar que, para mesmo ejector e para as temperaturas do gerador e do evaporador dadas, o coeficiente de arrastamento descresce rapidamente com o aumento da temperatura do condensador. Para uma temperatura do gerador de 72 ºC o coeficiente de arrastamento calculado é de 0.174, enquanto que, para uma temperatura do gerador superior, por exemplo 90 ºC, o coeficiente de arrastamento obtido é significativamente maior (0.3607).

A variação do coeficiente de arrastamento com a temperatura no evaporador pode ser vista na figura 27. Para uma dada temperatura do gerador e do condensador, o coeficiente de arrastamento aumenta com a temperatura do evaporador. Quando a temperatura do evaporador é mais elevada, a pressão do evaporador é maior e, por isso, uma pequena a quantidade de fluido primário é suficiente para criar sucção e permitir a entrada do fluido secundário requerido no ejector. Para um consulta mais detalhada dos valores obtidos na avaliação do desempenho do ciclo de ejecção consulte o anexo C. No anexo C também pode ser consultado o gráfico correspondente à evolução da potência de arrefecimento com a temperatura do condensador.

Tabela 13 - Dimensões do ejector para diferentes condições de operação.

T_g (°C)	T_e (°C)	T_c (°C)	Caudal mássico (kg/s)			Diâmetro (m)			Diâmetro (m)	
			Gerador	Evaporador	λ	d_{nozz}	$d_{nozz,ex}$	d_{ratio}	d_m	d_{dif}
72	10	35	0.0814	0.0142	0.17	0.0096	0.0147	1.53	0.0208	0.0329
90	10	35	0.0751	0.0271	0.36	0.0077	0.0136	1.76	0.0233	0.0331
72	10	37	0.0824	0.0077	0.09	0.0096	0.0147	1.53	0.0195	0.0317
90	10	37	0.0760	0.0204	0.27	0.0078	0.0137	1.76	0.0220	0.0318
90	8	35	0.0751	0.0209	0.28	0.0077	0.0140	1.81	0.0228	0.0326

Tabela 14 - Comprimentos do ejector para diferentes condições de operação.

Tg (°C)	Te (°C)	Tc (°C)	Comprimento (m)		
			L_{conv}	L_m	L_d
72	10	35	0.06708	0.03833	0.04791
90	10	35	0.05409	0.03091	0.03864
72	10	37	0.06750	0.03837	0.04821
90	10	37	0.05442	0.03110	0.03887
90	8	35	0.05409	0.03091	0.03864

As dimensões do ejector para diferentes condições de operação foram estimadas baseadas no modelo similar ao do Huang et al. (Huang et al, 1999). Os resultados obtidos estão sumarizados nas tabelas 13 e 14. O diâmetro na garganta da ponteira depende apenas do caudal mássico que atravessa o gerador. Para as mesmas temperaturas do evaporador e do condensador, um aumento da temperatura no gerador implica um aumento do coeficiente de arrastamento, da relação de áreas ($d_{ratio} = d_{nozz}/d_{nozz,ex}$) e de d_m.

Para as mesmas temperaturas do gerador e do condensador, um aumento da temperatura de evaporação introduz um aumento do caudal de sucção e, por consequência, um aumento do coeficiente de arrastamento.

Observando a tabela 14, podemos dizer que um aumento do coeficiente de arrastamento resulta numa diminuição do tamando do ejector.

E por último, podemos observar que no ciclo de ejecção, tanto as baixas temperaturas do gerador e do evaporador, bem como as altas temperaturas do condensador afectam negativamente o desempenho do mesmo.

5 Análise energética e económica

Na análise energética e económica foi necessário examinar os distintos benefícios de operação do sistema de micro-cogeração acoplado a um ciclo de ejecção ao longo de um ano, que são os seguintes:

- Foi necessário quantificar a electricidade produzida pelo nosso sistema ao longo de um ano. Electricidade essa que irá ser vendida à rede.
- Durante o período de Inverno (aquecimento), o sistema de cogeração terá como propósito o aquecimento ambiente (por água quente) e de àguas sanitárias (AQS) Para tal foi necessário considerar os periodos de aquecimento de cada um locais em estudo (Diário da República, 2006):

Tabela 15 - Duração da estação de aquecimento para os diversos locais em estudo.

Locais	**Duração da estação de aquecimento (meses)**
Porto	6.7
Lisboa	5.3
Bragança	8
Faro	4.3

Para o aquecimento de águas (ambiente e AQS), foi considerado um padrão de funcionanemto de 12 horas por dia e que um mês tem a duração média de 30 dias.

- Durante o periodo de Verão (arrefecimento), o sistema em estudo terá como objectivo o arrefecimento doméstico, funcionando como uma alternativa ao ar condicionado comum. Os periodos de arrefecimento considerados encontram-se descritos na tabela seguinte:

Tabela 16. - Duração da estação de arrefecimento para os diversos locais em estudo.

Locais	**Duração da estação de arrefecimento**
Porto	Entre os meses de Maio e Agosto (4 meses)
Lisboa	Entre os meses de Maio e Setembro (5 meses)
Bragança	Entre os Junho e Agosto (3 meses)
Faro	Entre os meses de Abril e Setembro (6 meses)

Para o período de arrefecimento foi considerado um padrão de funcionamento de 10 horas por dia.

No periodo de arrefecimento, com intuito de determinar os COPs médios de funcionamento, foram considerados os dados referentes às temperaturas ambiente desses locais ao longo do ano, fornecidos pela base de dados do TRANSYS em que a temperatura ambiente de um determinado local corresponde à temperatura horária média. No tratamento desses dados foi feita uma tabela de frequências de ocorrências para a temperatura ambiente em questão para cada local seleccionado.

No estudo foram consideradas duas situações diferentes, já antes referidas no capítulo anterior. Na primeira situação foi considerado que a temperatura do gerador era de 72 ºC e não havia necessidade de aquecimento auxiliar. Enquanto que, na segunda situação foi considerado a agregação de um aqueccedor a gás no sistema de modo a elevar a temperatura do gerador até 90 ºC. Estas situações foram objecto de estudo de modo a determinar se a adição do aquecedor é benéfico do ponto de vista económico.

Primeiramente foi necessário calcular a área de transferência de calor do condensador para as condições de projecto (condições nominais).

$$\dot{Q}_c = U * A_{tc} * (T_c - T_{amb}) \tag{33}$$

Considerando que $T_c - T_{amb}$ = 7 ºC e que o coeficiente global de transferência de calor, U, é de 425 W/(m^2.ºC), (The Engineering Toolbox, 2005) obteve-se o seguinte:

Tabela 17 - Áreas de transferência de calor do condensador nas duas situações.

Situação 1		**Situação 2**	
$\dot{Q}_c =$	14031 W	$\dot{Q}_c =$	15489 W
$A_{tc} =$	4.72 m^2	$A_{tc} =$	5.21 m^2

De seguida procedeu-se ao recálculo da temperatura exterior tendo em conta a área anteriormente calculada através do estudo do comportamento do sistema. O cálculo detalhado dos COPs médios e das horas de funcionamento do sistema podem ser consultados no anexo D.

Com a determinação do COP médio foi possível determinar a potência de arrefecimento para cada uma das situações, através das equações 10 e 11. A potência média da bomba calculada foi de 0.7 kW.

5.1 Electricidade produzida / vendida

Como já foi referido anteriormente, de modo a rentabilizar o sistema mais rapidamente, a totalidade da electricidade produzida num periodo de um ano será vendida à rede beneficiando do regime geral descrito anteriormente.

$$\dot{E}_{ele} = \dot{W}_{ele} * H \qquad (34)$$

Tabela 18 - Electricidade anual produzida/vendida no Porto.

	Aquecimento	**Arrefecimento Situação 1 e 2**	**Energia anual produzida (kWh)**
Potência eléctrica produzida	5.5	5.5	
Horas de funcionamento	2412	873	
Energia produzida	13266	4802	18068

Tabela 19 - Electricidade anual produzida/vendida em Lisboa.

	Aquecimento	**Arrefecimento Situação 1 e 2**	**Energia anual produzida (kWh)**
Potência eléctrica produzida	5.5	5.5	
Horas de funcionamento	1908	1719	
Energia produzida	10494	9455	19949

Tabela 20 - Electricidade anual produzida/vendida em Bragança.

	Aquecimento	Arrefecimento Situação 1 e 2	Energia anual produzida (kWh)
Potência eléctrica produzida	5.5	5.5	
Horas de funcionamento	2880	1064	
Energia produzida	15840	5852	21692

Tabela 21 - Electricidade anual produzida/vendida em Faro.

	Aquecimento	Arrefecimento Situação 1 e 2	Energia anual produzida (kWh)
Potência eléctrica produzida	5.5	5.5	
Horas de funcionamento	1548	1867	
Energia produzida	8514	10269	18783

Como se pode observar a electricidade produzida pelo sistema em estudo é maior em Bragança uma vez que a duração do periodo de aquecimento é elevada. O Porto foi o local que apresentou valores de energia mais baixos, nomeadamente porque, durante o periodo de arrefecimento, o número de horas de funcionamento do sistema é reduzido.

5.2 Aquecimento (Ambiente e AQS)

Nesta secção será apresentado valores de energia anuais produzidos para o aquecimento,

$$\dot{E}_t = \dot{Q}_t * H \qquad (35)$$

Tabela 22 - Calor útil anual produzido no Porto.

	Situação 1	Situação 2	
Horas de funcionamento anuais	2412	2412	h/ano
Potência calorífica útil	12.5	14	kW
Energia anual	30150	33768	kWh

Tabela 23 - Calor útil anual produzido em Lisboa.

	Situação 1	Situação 2	
Horas de funcionamento anuais	1908	1908	h/ano
Potência calorífica útil	12.5	14	kW
Energia anual	23850	26712	kWh

Tabela 24 - Calor útil anual produzido em Bragança.

	Situação 1	Situação 2	
Horas de funcionamento anuais	2880	2880	h/ano
Potência calorífica útil	12.5	14	kW
Energia anual	36000	40320	kWh

Tabela 25 - Calor útil anual produzido em Faro.

	Situação 1	Situação 2	
Horas de funcionamento anuais	1548	1548	h/ano
Potência calorífica útil	12.5	14	kW
Energia anual	19350	21972	kWh

As tabelas 22 a 25 revelam que, para uma dada situação, o local onde haverá maior poupança na produção de calor útil será em Bragança pela mesma razão revelada na subsecção anterior. Pela razão inversa, Faro será o local onde essa poupança será menor. Avaliando somente o ponto de vista energético, ainda podemos concluir na situação 2 a poupança de energia correspontente ao calor útil produzido para aquecimento ambiente e AQS é superior relativamente à situação 1, uma vez que o calor útil transferido através do permutador de calor é maior.

5.3 Arrefecimento

Como já referido anteiormente, no cálculo da potência de arrefecimento foram usados valores de COPs médios (anexo D). A energia anual utilizada para o arrefecimento foi obtida por,

$$\dot{E}_e = \dot{Q}_e * H \qquad (36)$$

Tabela 26 - Energia de arrefecimento anual produzida no Porto

	Situação 1	Situação 2	
Horas de funcionamento anuais	873	873	h/ano
COP médio	0.24	0.36	-
Potência calorífica útil	12.5	14	kW
Potência eléctrica da bomba	0.7	0.7	kW
Potência calorífica do evaporador	3.23	5.13	kW
Energia anual	2817.09	4647.09	kWh

Tabela 27 - Energia de arrefecimento anual produzida em Lisboa.

	Situação 1	Situação 2	
Horas de funcionamento anuais	1719	1719	h/ano
COP médio	0.22	0.33	-
Potência calorífica útil	12.5	14	kW
Potência eléctrica da bomba	0.7	0.7	kW
Potência calorífica do evaporador	2.88	4.91	kW
Energia anual	4954.39	8444.55	kWh

Tabela 28 - Energia de arrefecimento anual produzida em Bragança.

	Situação 1	Situação 2	
Horas de funcionamento anuais	1064	1064	h/ano
COP médio	0.19	0.31	-
Potência calorífica útil	12.5	14	kW
Potência eléctrica da bomba	0.7	0.7	kW
Potência calorífica do evaporador	2.57	4.54	kW
Energia anual	2736.62	4832.80	kWh

Tabela 29 - Energia de arrefecimento anual produzida em Faro.

	Situação 1	Situação 2	
Horas de funcionamento anuais	1867	1867	h/ano
COP médio	0.22	0.34	-
Potência calorífica útil	12.5	14	kW
Potência eléctrica da bomba	0.7	0.7	kW
Potência calorífica do evaporador	2.91	4.93	kW
Energia anual	5428.98	9229.37	kWh

A partir das tabelas 26 a 29 podemos observar que, para uma mesma situação, a energia anual de arrefecimento obtida é maior em Faro por este apresentar um periodo de arrefecimento maior em relação aos outros locais. Contudo, nas alternativas em estudo, a situação 2 revelou-se sempre mais favorável que a situação 1. No entanto, a decisão de incluir o aquecedor a gás na instalação não pode ser precipitada, uma vez que é necessário avaliar a situação também do ponto de vista económico.

5.4 Análise económica

No estudo económico procedeu-se à comparação do sistema em estudo com os sistemas convencionais de referência:

- Na produção de electricidade foi considerado o custo de electricidade da rede que é de 0.11 €/kWh .
- Na produção de calor útil foi considerada uma caldeira que utiliza gás natural como combústivel.
- Na produção de "frio" foi considerada uma máquina de compressão de vapor eléctrica.

5.4.1 Custos

Nesta secção irão ser apresentados os diversos custos que envolvem os sistemas em comparação.

Tabela 30 - Máquina de compressão de vapor (ar condicionado comum) escolhido para comparação (Megaclima, 2007)**.**

Fabricante	Modelo	Potência eléctrica consumida (kW)	Potência de arrefecimento disponível (kW)	Custos (€)	
				Instalação	Outros
Sanyo	FTCR 124 EH	1.055	3.6	1296	190
Sanyo	FTCR 184 EH	1.65	5.15	1620	190

Tabela 31 - Custos do sistema do sistema em estudo (Senertec, 2004), (Nguyen V.M., 2001), (Submarino, 2006).

Sistema Cogeração + Ciclo de ejecção			
Custos (€)	Unidade CHP		13000
	Ciclo de ejecção		11436.61
	Aquecedor a gás		383.22
	Operação e manutenção (*)	Porto	216.81
		Lisboa	239.38
		Bragança	260.30
		Faro	225.39

(*) 0.012 €/kWh , valor retirado da referência indicada na legenda da tabela.

Tabela 32 - Sistema convencional escolhida para a produção de calor (Gerador de Preços, 2006).

Caldeira Convencional	
Custo instalação + custos operação e manutenção (€)	1198.73

.

5.4.2 Preço do calor útil

Na avaliação da viabilidade económica do sistema em estudo foi necessário avaliar três parâmetros: o preço do calor útil, o preço da electricidade e o tempo de amortização do sistema.

A avaliação dos custos que seguidamente se apresenta, interessa essencialmente aos operadores de instalações de aquecimento e arrefecimento comunitário, em que se calcula o preço de energia térmica útil distribuída aos consumidores e se considera que a a energia eléctrica produzida pela instalação em análise é um subproduto que se vende à rede.

O custo unitário do calor útil será então de,

$$\left(P_q\right)_{CG} = \frac{\beta_{CG} C_{CG}}{|\dot{Q}_t| H} + \frac{(P_f)_{CG} |\dot{F}_{CG}|}{|\dot{Q}_t|} + \frac{OM_{CG}}{|\dot{Q}_t| H} - \frac{|\dot{W}_{ele}| (P_{ele})_{VD}}{|\dot{Q}_t| H} \quad (37)$$

que deve ser comparado com o custo únitario da energia térmica útil, se esta fosse produzida por um sistema de ar condicionado convencional,

$$\left(P_q\right)_{CV} = \frac{\beta_{CV} C_{CV}}{|\dot{Q}_t| H} + \frac{(P_f)_{CV} |\dot{F}_{CV}|}{|\dot{Q}_t|} + \frac{OM_{CV}}{|\dot{Q}_t| H} \quad (38)$$

$$|\dot{F}_B| = \frac{|\dot{Q}_t|}{\eta_B}, \text{e } \eta_B = 0.85 \quad (39)$$

Tabela 33 - Sistemas convencionais adoptados para a situação 1 no Porto

Ar Condicionado Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.50	-
Custo de capital da instalação	1486	€
Preço da electricidade	0.11	€/kWh
Potência eléctrica	1.055	kW
Horas de funcionamento	873	horas/ano
Potência do evaporador	3.23	kW
Preço do calor útil	0.30	€/kWh
Caldeira Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.1	-
Custo de instalação	1198.73	€
Preço do gás natural	0.0423	€
Rendimento da caldeira	0.85	-
Combustível	14.71	kW
Potência calor útil	12.5	kW
Horas de funcionamento	2412	horas/ano
Preço do calor útil	0.05	€/kWh
Preço do calor útil total	0.35	€/kWh

Tabela 34 - Preço do calor útil para o sistema em estudo para a situação 1 no Porto.

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	13000	€
Custos de operação	159.19	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0423	€/kWh
Potência de calor útil	12.5	kW
Horas de funcionamento	2412	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (aquecimento)	0.05	€/kWh
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	11436.61	€
Custos de operação	57.62	€
Potência calorífica fornecida	12.5	kW
Preço do calor fornecido	0.05	€/kWh
Potência do evaporador	3.23	kW
Horas de funcionamento	873	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (arrefecimento)	0.16	€/kWh
Preço do calor útil total	0.21	€/kWh

Os factores referentes aos encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação convencional e de cogeração é de 2, 10 e 30 anos, respectivamente. (β = 1/(tempo de vida da instalação), (Nguyen et al, 2001), (Megaclima, 2007).

Os custos capitais foram retirados directamente das especificações do fabricante (Megaclima, 2007), (BAXI-Senertec, 2006). Tendo em consideração que o custo de equipamentos do ciclo de ejecção foi feita uma aproximação do custo por quilowatt de potência calorífica do evaporador (Nguyen et al, 2001).

O preço de compra de electricidade da rede considerado foi de 0.11 €/kWh. Para o preço de compra do gás natural, tendo com referência as principais distribuidoras de gás (EDPgás, 2009), (Galp Energia, 2009) foi necessário verificar o escalão em qual estava inserido.

$$\text{Consumo anual} = \frac{\dot{F}_{CG} * 3600 * H}{PCI * \rho} \quad (40)$$

Tabela 35 - Consumos anuais correspondentes (*)

Potência Gás natural (kW)	Consumo anual (m^3)			
	Porto	Lisboa	Bragança	Faro
22.8	1987	3912	2422	4249
24.56	2140	4214	2609	4577

(*) Foram considerados PCI (CH_4) = 49949 kJ/kg e ρ (CH_4) = 0.722 kg/m^3.

Como os consumos anuais estão compreendidos entre 1000 – 10000 m^3 (escalão 4), o preço do gás natural é de 0.0423 €/kWh para o Porto e Bragança e de 0.0474 €/kWh para Lisboa e Faro. No sistema de cogeração, o preço de venda da electricidade considerado foi 0.11 €/kWh, pois segundo a referência (Ministério da Economia e Inovação, 2007) este tipo de sistemas está inserido no regime geral, anteriormente mencionado no capítulo 2. Foi considerado o pior caso possível: o preço de venda de electricidade à rede é idêntico ao preço de compra do consumidor.

Tabela 36 - Sistemas convencionais adoptados para a situação 2 no Porto.

Ar Condicionado Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.50	-
Custo de capital da instalação	1810	€
Preço da electricidade	0.11	€/kWh
Potência eléctrica	1.65	kW
Horas de funcionamento	873	horas/ano
Potência de arrefecimento	5.13	kW
Preço do calor útil	0.24	€/kWh
Caldeira Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.1	-
Custo de instalação	1198.73	€
Preço do gás natural	0.0423	€
Rendimento da caldeira	0.85	-
Combustível	16.47	kW
Potência calor útil	14	kW
Horas de funcionamento	2412	horas/ano
Preço do calor útil	0.05	€/kWh
Preço do calor útil total	0.29	€/kWh

Tabela 37 - Preço do calor útil para o sistema em estudo para a situação 2 no Porto.

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	13000	€
Custos de operação	159.19	€
Potência do Gás Natural	24.56	kW
Preço do Gás Natural	0.0423	€/kWh
Potência de calor útil	14	kW
Horas de funcionamento	2412	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (aquecimento)	0.05	€/kWh
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	11819.83	€
Custos de operação	57.62	€
Potência calorífica fornecida	14.00	kW
Preço do calor fornecido	0.05	€/kWh
Potência de evaporador	5.13	kW
Horas de funcionamento	873	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (arrefecimento)	0.12	€/kWh
Preço do calor útil total	0.17	€/kWh

Tabela 38 - Sistemas convencionais adoptados para a situação 1 em Lisboa.

Ar Condicionado Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.50	-
Custo de capital da instalação	1486	€
Preço da electricidade	0.11	€/kWh
Potência eléctrica	1.055	kW
Horas de funcionamento	1719	horas/ano
Potência de arrefecimento	2.88	kW
Preço do calor útil	0.19	€/kWh
Caldeira Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.1	-
Custo de instalação	1198.73	€
Preço do gás natural	0.0474	€
Rendimento da caldeira	0.85	-
Combustível	14.71	kW
Potência calor útil	12.5	kW
Horas de funcionamento	1908	horas/ano
Preço do calor útil	0.06	€/kWh
Preço do calor útil total	0.25	€/kWh

Tabela 39 - Preço do calor útil para o sistema em estudo para a situação 1 em Lisboa.

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	13000	€
Custos de operação	125.93	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0474	€/kWh
Potência de calor útil	12.5	kW
Horas de funcionamento	1908	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (aquecimento)	0.06	€/kWh
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	11436.61	€
Custos de operação	113.45	€
Potência calorífica fornecida	12.50	kW
Preço do calor fornecido	0.06	€/kWh
Potência do evaporador	2.88	kW
Horas de funcionamento	1719	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (arrefecimento)	0.16	€/kWh
Preço do calor útil total	0.22	€/kWh

Tabela 40 - Preço do calor útil para o sistema em estudo para a situação 2 em Lisboa

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	13000	€
Custos de operação	125.93	€
Potência do Gás Natural	24.56	kW
Preço do Gás Natural	0.0474	€/kWh
Potência de calor útil	14.00	kW
Horas de funcionamento	1908.	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (aquecimento)	0.06	€/kWh
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	11819.83	€
Custos de operação	113.45	€
Potência calorífica fornecida	14.00	kW
Preço do calor fornecido	0.06	€/kWh
Potência do evaporador	4.91	kW
Horas de funcionamento	1719	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (arrefecimento)	0.11	€/kWh
Preço do calor útil total	0.17	€/kWh

Tabela 41 - Sistemas convencionais adoptados para a situação 2 em Lisboa.

Ar Condicionado Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.50	-
Custo de capital da instalação	1810	€
Preço da electricidade	0.11	€/kWh
Potência eléctrica	1.65	kW
Horas de funcionamento	1719	horas/ano
Potência de arrefecimento	4.91	kW
Preço do calor útil	0.14	€/kWh
Caldeira Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.1	-
Custo de instalação	1198.73	€
Preço do gás natural	0.0474	€
Rendimento da caldeira	0.85	-
Combustível	16.47	kW
Potência calor útil	14	kW
Horas de funcionamento	1908	horas/ano
Preço do calor útil	0.06	€/kWh
Preço do calor útil total	0.20	€/kWh

Tabela 42 - Sistemas convencionais adoptados para a situação 1 em Bragança.

Ar Condicionado Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.50	-
Custo de capital da instalação	1486	€
Preço da electricidade	0.11	€/kWh
Potência eléctrica	1.055	kW
Horas de funcionamento	1064	horas/ano
Potência de arrefecimento	2.57	kW
Preço do calor útil	0.32	€/kWh
Caldeira Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.1	-
Custo de instalação	1198.73	€
Preço do gás natural	0.0423	€
Rendimento da caldeira	0.85	-
Combustível	14.71	kW
Potência calor útil	12.5	kW
Horas de funcionamento	2880	horas/ano
Preço do calor útil	0.05	€/kWh
Preço do calor útil total	0.37	€/kWh

Tabela 43 - Preço do calor útil para o sistema em estudo para a situação 1 em Bragança.

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	13000	€
Custos de operação	190.08	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0423	€/kWh
Potência de calor útil	12.50	kW
Horas de funcionamento	2880	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (aquecimento)	0.05	€/kWh
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	11436.61	€
Custos de operação	70.22	€
Potência calorífica fornecida	12.50	kW
Preço do calor fornecido	0.05	€/kWh
Potência do evaporador	2.57	kW
Horas de funcionamento	1064	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (arrefecimento)	0.15	€/kWh
Preço do calor útil total	0.20	€/kWh

Tabela 44 - Preço do calor útil para o sistema em estudo para a situação 2 em Bragança.

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	13000	€
Custos de operação	190.08	€
Potência do Gás Natural	24.56	kW
Preço do Gás Natural	0.0423	€/kWh
Potência de calor útil	14.00	kW
Horas de funcionamento	2880	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (aquecimento)	0.05	€/kWh
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	11819.83	€
Custos de operação	70.22	€
Potência calorífica fornecida	14.00	kW
Preço do calor fornecido	0.05	€/kWh
Potência do evaporador	4.54	kW
Horas de funcionamento	1064	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (arrefecimento)	0.11	€/kWh
Preço do calor útil total	0.15	€/kWh

Tabela 45 - Sistemas convencionais adoptados para a situação 2 em Bragança.

Ar Condicionado Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.50	-
Custo de capital da instalação	1810	€
Preço da electricidade	0.11	€/kWh
Potência eléctrica	1.65	kW
Horas de funcionamento	1064	horas/ano
Potência de arrefecimento	4.54	kW
Preço do calor útil	0.23	€/kWh
Caldeira Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.1	-
Custo de instalação	1198.73	€
Preço do gás natural	0.0423	€
Rendimento da caldeira	0.85	-
Combustível	16.47	kW
Potência calor útil	14	kW
Horas de funcionamento	2880	horas/ano
Preço do calor útil	0.05	€/kWh
Preço do calor útil total	0.28	€/kWh

Tabela 46 - Sistemas convencionais adoptados para a situação 1 em Faro.

Ar Condicionado Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.50	-
Custo de capital da instalação	1486	€
Preço da electricidade	0.11	€/kWh
Potência eléctrica	1.055	kW
Horas de funcionamento	1867	horas/ano
Potência de arrefecimento	2.91	kW
Preço do calor útil	0.18	€/kWh
Caldeira Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.1	-
Custo de instalação	1198.73	€
Preço do gás natural	0.0474	€
Rendimento da caldeira	0.85	-
Combustível	14.71	kW
Potência calor útil	12.5	kW
Horas de funcionamento	1548	horas/ano
Preço do calor útil	0.06	€/kWh
Preço do calor útil total	0.24	€/kWh

Tabela 47 - Preço do calor útil para o sistema em estudo para a situação 1 em Faro.

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	13000	€
Custos de operação	102.17	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0474	€/kWh
Potência de calor útil	12.50	kW
Horas de funcionamento	1548.00	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (aquecimento)	0.07	€/kWh
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	11436.61	€
Custos de operação	123.22	€
Potência calorífica fornecida	12.50	kW
Preço calor fornecido	0.07	€/kWh
Potência do evaporador	2,91	kW
Horas de funcionamento	1867.00	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (arrefecimento)	0.16	€/kWh
Preço do calor útil total	0.23	€/kWh

Tabela 48 - Sistemas convencionais adoptados para a situação 2 em Faro

Ar Condicionado Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.50	-
Custo de capital da instalação	1810	€
Preço da electricidade	0.11	€/kWh
Potência eléctrica	1.65	kW
Horas de funcionamento	1867	horas/ano
Potência de arrefecimento	4.93	kW
Preço do calor útil	0.14	€/kWh
Caldeira Convencional		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.1	-
Custo de instalação	1198.73	€
Preço do gás natural	0.0474	€
Rendimento da caldeira	0.85	-
Combustível	16.47	kW
Potência calor útil	14	kW
Horas de funcionamento	1548	horas/ano
Preço do calor útil	0.06	€/kWh
Preço do calor útil total	0.20	€/kWh

Tabela 49 - Preço do calor útil para o sistema em estudo para a situação 2 em Faro.

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	13000	€
Custos de operação	102.17	€
Potência do Gás Natural	24.56	kW
Preço do Gás Natural	0.0474	€/kWh
Potência de calor útil	14.00	kW
Horas de funcionamento	1548	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (aquecimento)	0.06	€/kWh
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital da instalação	11819.83	€
Custos de operação	123.22	€
Potência calorífica fornecida	14.00	kW
Preço do calor fornecido	0.06	€/kWh
Potência do evaporador	4.93	kW
Horas de funcionamento	1867	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço de venda da electricidade	0.11	€/kWh
Preço do calor útil (arrefecimento)	0.12	€/kWh
Preço do calor útil total	0.18	€/kWh

Para uma dada situação, os vários preços do calor útil obtidos foram inferiores no sistema em estudo comparativamente aos sistemas convencionais de referência. E mais, comparando os preços do sistema de cogeração com e sem aquecimento auxiliar com seus os sistemas convencionais correspondentes, verificou-se que em todas as localidades estudadas, a adição de um aquecedor a gás não afectou negativamente o preço total do calor útil, pois o ganho (diferença entre o preço do calor útil do sistema em estudo e o do sistema convencional) é aproximadamente igual em ambas as situações. Esse ganho é significativamente maior no Porto e em Bragança relativamente às outras.

5.4.3 Preço da electricidade

De seguida, foi feita uma comparação directa entre o custo de electricidade da instalação de cogeração em estudo e de uma central eléctrica convencional. Como uma instalação de cogeração apresenta uma vantagem extra relativamente a uma central eléctrica convencional, a possibilidade de fornecer energia térmica útil que noutras circunstâncias teria de ser fornecida por uma sistema de ar condicionado convencional. Este custo é economizado com o emprego da instalação de cogeração, de modo que o custo líquido de produção de electricidade na instalação de cogeração, deverá ser corrigido tendo-se em atenção este aspecto.

O custo unitário da electricidade será então de,

$$(P_{ele})_{CG} = \frac{\beta_{CG}(C_{CG} - C_B)}{|\dot{W}_{ele}|H} + \frac{(P_f)_{CG}|\dot{F}_{CG}| - (P_f)_B|\dot{F}_B|}{|\dot{W}_{ele}|} + \frac{OM_{CG}}{|\dot{W}_{ele}|H} \quad (41)$$

O resultado da equação (41) deverá ser comparado com o que se obtém para a central eléctrica convencional que serve com referência. Para o preço da electricidade do sistema convencional de referência foi considerado o custo de electricidade da rede: $(P_{ele})_{CG} = 0.11$ €/kWh.

Tabela 50 - Preço da electricidade do sistema em estudo – situação 1 (Porto)

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	24436.61	€
Custos de operação	216.81	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0423	€/kWh
Horas de funcionamento	3285	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.11	€/kWh

Tabela 51 - Preço da electricidade do sistema em estudo – situação 2 (Porto)

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	24819.83	€
Custos de operação	216.81	€
Potência do Gás Natural	24.56	kW
Preço do Gás Natural	0.0423	€/kWh
Horas de funcionamento	3285	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.11	€/kWh

Tabela 52 - Preço da electricidade do sistema em estudo – situação 1 (Lisboa)

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	24436.61	€
Custos de operação	239.38	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0474	€/kWh
Horas de funcionamento	3627	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.12	€/kWh

Tabela 53 - Preço da electricidade do sistema em estudo – situação 2 (Lisboa)

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	24819.83	€
Custos de operação	239.38	€
Potência do Gás Natural	24.56	kW
Preço do Gás Natural	0.0474	€/kWh
Horas de funcionamento	3627	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.12	€/kWh

Tabela 54 - Preço da electricidade do sistema em estudo – situação 1 (Bragança).

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	24436.61	€
Custos de operação	260.30	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0423	€/kWh
Horas de funcionamento	3944	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.11	€/kWh

Tabela 55 - Preço da electricidade do sistema em estudo – situação 2 (Bragança).

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	24819.83	€
Custos de operação	260.30	€
Potência do Gás Natural	24.56	kW
Preço do Gás Natural	0.0423	€/kWh
Horas de funcionamento	3944	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.11	€/kWh

Tabela 56 - Preço da electricidade do sistema em estudo – situação 1 (Faro).

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	24436.61	€
Custos de operação	225.39	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0474	€/kWh
Horas de funcionamento	3415	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.12	€/kWh

Tabela 57 - Preço da electricidade do sistema em estudo – situação 2 (Faro).

Sistema de Cogeração + ciclo de ejecção		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	24819.83	€
Custos de operação	225.39	€
Potência do Gás Natural	24.56	kW
Preço do Gás Natural	0.0474	€/kWh
Horas de funcionamento	3415	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.12	€/kWh

Para uma mesma situação , os preços da electricidade obtidos para o sistema em estudo revelaram-se idênticos ao preço da electricidade da rede, no caso do Porto e Bragança. Contudo, em Lisboa e Faro os preços obtidos foram relativamente superiores (0.12 €/kWh). Apesar disso, num determinado local, o preço da electricidade foi idêntico para as duas situações em análise.

5.4.4 Tempo de amortização

O tempo de amortização de uma instalação define-se como,

$$\text{tempo de amortização} = \frac{\text{Investimento}}{\text{Ganho relativo do sistema durante 1 ano}} \qquad (42)$$

O ganho relativo do sistema durante um ano tem em consideração não só o ganho representativo da venda de electricidade à rede, como também, a energia que se poupa relativamente ao um sistema de convencional de referência. No caso em estudo o ganho relativo tem em conta a electricidade vendida à rede, a poupança energética no aquecimento ambiente e AQS e no arrefecimento.

No sistema em estudo o tempo de amortização pode ser determinado,

$$\text{temp. amor.} = \frac{C_{CG}}{(P_{ele})_{VD} * |\dot{W}_{ele}| * H + (P_f)_B * |\dot{F}_B| * H + (P_f)_{CV} * |\dot{F}_{CV}| * H} \qquad (43)$$

Os tempos de amortização correspondentes às diferentes situações e para cada um dos locais de implementação selecionados podem ser consultados na tabelas 58 a 61.

Tabela 58 - Tempos de amortização obtidos para o Porto.

	Ganho relativo anual			
	Situação 1		Situação 2	
	Energia (kWh)	Ganho (€)	Energia (kWh)	Ganho (€)
Electricidade vendida	18068	1987.43	18068	1987.43
Poupança AQS	30150	1275.35	33768	1428.39
Poupança Arrefecimento	921	101.31	1440	158.45
Tempo de amortização (anos)	7.3		6.9	

Tabela 59 - Tempos de amortização obtidos para Lisboa.

	Ganho relativo anual			
	Situação 1		Situação 2	
	Energia (kWh)	Ganho (€)	Energia (kWh)	Ganho (€)
Electricidade vendida	19949	2194.34	19949	2194.34
Poupança AQS	23850	1130.49	26712	1266.15
Poupança Arrefecimento	1814	199.49	2836	312.00
Tempo de amortização (anos)	6.9		6.6	

Tabela 60 - Tempos de amortização obtidos para Bragança.

	Ganho relativo anual			
	Situação 1		Situação 2	
	Energia (kWh)	Ganho (€)	Energia (kWh)	Ganho (€)
Electricidade vendida	21692	2386.12	21692	2386.12
Poupança AQS	36000	1522.80	40320	1705.54
Poupança Arrefecimento	1123	123.48	1756	193.12
Tempo de amortização (anos)	6.1		5.8	

Tabela 61 - Tempos de amortização obtidos para Faro.

	Ganho relativo anual			
	Situação 1		Situação 2	
	Energia (kWh)	Ganho (€)	Energia (kWh)	Ganho (€)
Electricidade vendida	18783	2066.08	18783	2066.08
Poupança AQS	19350	917.19	21672	1027.25
Poupança Arrefecimento	1970	216.67	3081	338.86
Tempo de amortização (anos)	7.6		7.2	

Como se pode averiguar , o sistema de cogeração com aquecimento auxiliar apresenta tempos de amortização relativamente menores quando comparados com a alternativa. O tempo de amortização juntamente com os parâmetros anteriormente estudados (preços do calor útil e electricidade) defendem a implementação do aquecedor a gás no sistema de modo a elevar a temperatura do gerador para 90 ºC, nas condições de vapor saturado. Para todos os casos os valores obtidos são bastante aceitáveis, uma vez que na sua maioria, o sistema fica rentabilizado em menos de 8 anos. O caso menos vantajoso é a aquele que corresponde à implementação do sistema de cogeração em Faro, no qual se obtém tempos de amortização para a situação S1 e S2 de, 7.6 e 7.2 anos, respectivamente. Em contrapartida, o mesmo sistema em Bragança, é rentabilizado em 6.1 e 5.8 anos.

A análise do custos-benefícios entre o sistema de cogeração e o sistema convencional de referência efectuada até ao momento revela que este sistema tem boas condições de ser comercializado.

5.4.5 Vantagem/Inconviniente da adição do ciclo de ejecção

Esta secção tem como propósito determinar se a adição do ciclo de ejecção ao sistema em estudo se revelou uma opção vantajosa do ponto de vista energético e económico. Sendo assim, o investimento adicional é o que corresponde ao ciclo de ejecção; e o benefício é o do frio e o acréscimo de electricidade produzidos no Verão. Ou seja, como não é feito o arrrefecimento, no Verão o calor é excedentário, e não faz sentido ligar o nosso sistema de cogeração. O sistema vai ser utilizado somente no Inverno para a produção de electricidade e para o aquecimento de ambiente e de águas sanitárias. Os locais de estudo seleccionados são os mesmos. Como se pode verificar nas tabelas 33 a 49, os preços de calor útil calculados para o sistema de cogeração (sem ciclo de ejecção) são praticamente iguais aos preços de calor útil obtidos para uma caldeira a gás (convencional). Por sua vez, os preços da electricidade para este caso podem ser consultados nas tabelas seguites

Tabela 62 - Preço da electricidade para o sistema de cogeração (Porto).

Sistema de cogeração		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	13000	€
Custos de operação	216.81	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0423	€/kWh
Horas de funcionamento	2412	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.22	€/kWh

Tabela 63 - Preço da electricidade para o sistema de cogeração (Lisboa).

Sistema de cogeração		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	13000	€
Custos de operação	239.38	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0474	€/kWh
Horas de funcionamento	1908	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.26	€/kWh

Tabela 64 - Preço da electricidade para o sistema de cogeração (Bragança).

Sistema de cogeração		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	13000	€
Custos de operação	260.30	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0423	€/kWh
Horas de funcionamento	2880	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.22	€/kWh

Tabela 65.- Preço da electricidade para o sistema de cogeração (Faro).

Sistema de cogeração		
Encargos capitais dependentes do tempo de vida da instalação	0.03	-
Custo de capital de instalação	13000	€
Custos de operação	225.39	€
Potência do Gás Natural	22.8	kW
Preço do Gás Natural	0.0474	€/kWh
Horas de funcionamento	1548	horas/ano
Potência eléctrica	5.5	kW
Preço da electricidade	0.27	€/kWh

Como previsto, os preços da electricidade do sistema (sem ciclo de ejecção) são significaticamente superiores ao preço da electricidade da rede. Neste aspecto, o sistema de cogeração acoplado a um ciclo de ejecção é mais vantajoso pois o preço era idêntico ao da rede.

Por último, avaliando o tempo de amortização do sistema de cogeração obtemos,

Tabela 66.-. Tempo de amortização do sistema de cogeração (Porto)**.**

	Energia (kWh)	Ganho (€)
Electricidade vendida	13266.00	1459.26
Poupança aquecimento	30150.00	1275.35
Tempo de amortização (anos)	4.8	

Tabela 67 - Tempo de amortização do sistema de cogeração (Lisboa)**.**

	Energia (kWh)	Ganho (€)
Electricidade vendida	10494.00	1154.34
Poupança aquecimento	23850.00	1130.49
Tempo de amortização (anos)	5.7	

Tabela 68 - Tempo de amortização do sistema de cogeração (Bragança)**.**

	Energia (kWh)	Ganho (€)
Electricidade vendida	15840.00	1742.40
Poupança AQS	36000.00	1522.80
Tempo de amortização (anos)	4.0	

Tabela 69 - Tempo de amortização do sistema de cogeração (Faro)**.**

	Energia (kWh)	Ganho (€)
Electricidade vendida	8514.00	936.54
Poupança aquecimento	19350.00	917.19
Tempo de amortização (anos)	7.0	

A separação do ciclo de ejecção do sistema em estudo traduz-se numa diminuição pouco sgnificativa dos tempos de amortização do sistema. No entanto, o elevado preço da electricidade obtido e a desvantagem que este apresenta em relação ao preço do calor útil, sustenta a ideia que ao sistema deve estar acoplado a um ciclo de ejecção.

6 Avaliação do impacto ambiental

O recurso a técnicas de conversão energética com elevados rendimentos de conversão quantificados à luz da Primeira Lei da Termodinâmica não só poderá ser atractivo no respeitante à redução do consumo de energia primária, mas também, se uma estratégia fundamental for implementada com o objectivo de reduzir a emissões de CO_2 (Pinho, 2008).

Pretende-se saber se os sistemas combinados de produção de calor e electricidade, poderão, além das evidentes vantagens energéticas, contribuir de um modo significativo para o controlo das alterações climáticas.

6.1 Condições para a existência de cogerações amigáveis para o ambiente

A cogeração apresenta sempre rendimentos globais de conversão energética superiores aos dos sistemas convencionais que lhe servem de referência: electricidade da rede, calor obtido por uma cadeira a gás natural e frio com máquina de compressão de vapor eléctrica. Contudo o seu impacto ambiental nem sempre será superior aos dos sistemas a serem substituídos. Vejamos então as condições a serem satisfeitas pelos sistemas de cogeração de modo a serem amigáveis para o ambiente.

Define-se agora um factor de impacto ambiental referente às emissões de CO_2,

$$\mathrm{E_{CG}} = \left|\dot{\mathrm{F}}_{\mathrm{CG}}\right| * \mathrm{A_f} \tag{44}$$

De uma forma análoga, se a energia eléctrica e potência calorífica útil forem produzidos por instalações convencionais as emissões de CO_2 serão de,

$$\mathrm{E_{CV}} = \left(\left|\dot{\mathrm{W}}_{\mathrm{ele}}\right| + \left|\dot{\mathrm{F}}_{\mathrm{ele}}\right|\right) * \mathrm{A_e} + \left|\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{t}}\right| * \mathrm{A_t} \tag{45}$$

A razão entre as emissões de CO_2 referentes ao processo tradicional e à cogeração virá então dada por,

$$\mathrm{REM} = \frac{E_{CV}}{E_{CG}} \tag{46}$$

Ao passo que a redução das emissões de CO_2 virá dada por,

$$\Delta \mathrm{EMI} = \frac{E_{CV} - E_{CG}}{E_{CV}} \qquad (47)$$

Em suma, para que uma cogeração seja amigável para o ambiente é necessário que REM > 1 ou que ΔEMI > 0.

Os resultados da análise do impacto ambiental podem ser consultados nas tabelas 70 e 71.

Tabela 70 - Factores de impacto ambiental referente às emissões de CO_2 (kg/h) para a situação 1

Factor de impacto ambiental - situação 1	
Cogeração	4.42
Convencional	6.15
Comparação entre a cogeração e convencional	
REM	1.39
ΔEMI	0.28

(*) Os valores usados para quantificar os factores de emissões de CO_2 do gás natural e do gasóleo usado nas centrais térmicas convencionais forem de 0.194 e 0,568 kg/kWh (Godefroy et al, 2007).

Tabela 71 - Factores de impacto ambiental referente às emissões de CO_2 (kg/h) para a situação 2

Factor de impacto ambiental - situação 2	
Cogeração	4.76
Convencional	6.78
Comparação entre a cogeração e convencional	
REM	1.42
ΔEMI	0.30

Após a observação dos valores de REM e ΔEMI obtidos para ambas as situações, o impacto ambiental provocado pelo sistema de cogeração em estudo é menor relativamente aos sistemas tradicionais. Verificou-se que a utilização do sistema de cogeração implica uma redução de sensivelmente 30% das emissões de CO_2, relativamente ao sistemas convencionais de referência. Também é importante salientar que a opção de introduzir o aquecedor a gás no

sistema em estudo proporciona uma redução, embora pouco significativa, de 2% nas emissões de CO_2.

7 Conclusões e Perspectivas de trabalho futuro

A utilização de sistemas de micro-cogeração com motores de combustão interna é muito comum, fundamentalmente porque este tipo de sistemas apresenta um custo médio aceitável (13000 €) e eficiências elevadas mesmo para motores de pequenas dimensões. Entre os vários modelos existentes no mercado (Tabela 2), o modelo Dachs da Senertec foi o eleito para a produção simultânea de electricidade e calor. As razões que levaram a essa escolha foram: um menor preço específico (€/kW), as potências eléctrica e calorífica apresentam valores interessantes para aplicação doméstica e o facto de utilizar o gás natural como combustível.

Recentemente, o ciclo de ejecção tem sido alvo de aplicações significativas na área da refrigeração, essencialmente por possuírem custos de fabrico e manutenção baixos relativamente aos restantes sistemas e existência de poucas partes móveis.

A teoria da mistura a pressão constante de um ejector, desenvolvida por Keenan et al. é frequentemente usada na análise do mesmo (Keenan et al, 1950). Keenan e os restantes autores assumiram que a pressão do fluido principal e secundário à saída da câmara de sucção é idêntica. A mistura dos dois fluidos inicia-se na câmara de sucção a uma pressão constante desde saída da ponteira (“nozzle”) até à entrada da secção de área constante. No entanto, Munday e Bagster (Munday e Bagster, 1977) chegaram à conclusão que depois da saída da ponteira, o fluido primário continua o seu percurso sem se misturar com o fluido secundário e induz um canal convergente para o fluido secundário. Este canal actua como uma convergência de modo a que o fluido secundário seja acelerado até uma velocidade sónica.

Na selecção do fluido frigorigéneo, os factores que condicionaram a sua escolha foram: a toxicidade, a inflamabilidade, a pressão do gerador e do evaporador, o ODP e o GWP. Tendo em conta que todos os fluidos seleccionados eram “amigáveis” para o ambiente (ODP = 0 e GWP reduzidos), a escolha dependeu da pressão obtida no gerador e do COP. Enquanto a primeira não podia ser muito elevada, a última tinha de ser aceitável para as condições de projecto (ver tabela 9). Sendo assim, o fluido de trabalho seleccionado foi o HFE 7000 pois não era inflamável, ao contrário do n-pentano.

No estudo do comportamento do sistema constatou-se que o desempenho do sistema depende das temperaturas do gerador, evaporador e condensador. Considerando uma temperatura no condensador de 35 ºC, o COP calculado para uma temperatura no gerador de 72 ºC foi de 0.1208. Dentro da gama de temperaturas consideradas neste caso em estudo, o

COP aumenta com o aumento da temperatura do gerador. Para a mesma temperatura do condensador e para uma temperatura do gerador de 90 ºC, o COP calculado foi de 0.2299.

Para uma temperatura do gerador de 72 ºC, a temperatura mínima do evaporador deve ser de 13 ºC para alcançar um COP de pelos menos 0.2. Para um temperatura do gerador mais alta, por exemplo 90 ºC, a temperatura do evaporador requerida deve ser maior que 8 ºC para obter o mesmo COP.

Na análise energética e económica foi evidenciado os distintos benefícios de operação do sistema de micro-cogeração acoplado a um ciclo de ejecção durante um ano: a electricidade produzida/vendida nesse período de tempo, o calor produzido para aquecimento ambiente e águas sanitárias no Inverno e a energia de arrefecimento produzida no Verão. Os valores de energia obtidos podem ser consultados nas subsecções 5.1, 5.2 e 5.3, respectivamente.

Na análise económica do sistema foram avaliados três parâmetros: o preço do calor útil, o preço da electricidade e o tempo de amortização. Para uma dada situação, os vários preços do calor útil obtidos foram inferiores no sistema em estudo comparativamente aos sistemas convencionais de referência (subsecção 5.4.1). Para uma mesma situação, os preços da electricidade obtidos para o sistema em estudo revelaram-se idênticos ao preço da electricidade da rede, no caso do Porto e Bragança. Porém em Lisboa e Faro, os preços da electricidade obtidos foram relativamente superiores ao custo da electricidade da rede. Todos os casos estudados apresentaram tempos de amortização são bastante aceitáveis, uma vez que na sua maioria, o sistema fica rentabilizado em menos de 7 anos. Por último, estudou-se a vantagem ou desvantagem da adição do ciclo de ejecção ao sistema de cogeração. O estudo revelou que, a integração do ciclo de ejecção na unidade CHP tem como consequência tempos de amortização relativamente superiores. Contudo, o preço da electricidade obtido e a vantagem que este apresenta em relação ao preço do calor útil, sustenta a ideia que o sistema deve estar acoplado a um ciclo de ejecção.

A análise ambiental realizada permitiu verificar que a utilização do sistema de cogeração em estudo implica uma redução de sensivelmente 30% das emissões de CO_2, relativamente ao sistemas convencionais de referência. Também é importante salientar que a opção de introduzir o aquecedor a gás no sistema em estudo proporciona uma redução, embora pouco significativa, de 2% nas emissões de CO_2.

Como perspectivas de trabalho futuras são propostos os seguintes temas:

A implementação e construção do sistema definido ao longo desta dissertação de modo a comparar os valores teóricos com os experimentais que se irá obter.

Outra alternativa interessante seria a realização do estudo de um sistema solar térmico, em que se recorria ao uso de colectores híbridos para a produção simultânea de calor e electricidade de modo a beneficiar do regime de renumeração bonificado “ao máximo”. A este sistema poderia ser acoplado um ciclo de ejecção para permitir fazer o arrefecimento.

8 Referências

AISIN; Energy System; http://www.aisin.co.jp/life/ghp/english/; 2006; Última visita : 6 Julho 2009.

Alexis G.K.; Estimation of ejector´s main cross sections in steam-ejector refrigeration; Applied Thermal Engineering 24 págs. 2657-2663; 2004.

Alexis G.K., Rogdakis E.D.; A verification study of steam-ejector refrigeration model; Applied Thermal Engineering 23 págs. 29-36; 2003.

Aphornratana S., Eames I.W.; A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle; Internationl Journal of Refrigeration 31 págs. 279-286; 2008.

ASHRAE; Steam Jet Refrigeration Equipment, Equipment Handbook (Chapter 13); Atlanta : ASHRAE 13.1-13-6; 1983.

ASUE; BHKW kenndaten 2005; Kaiserlaute; 2005.

BAXI-Senertec; UK DACHS – Technical Information; http://www.baxitech.co.uk/Baxi_Tech/BaxiTechWeb.nsf/technical_information; 2006; Última visita: 6 Julho 2009;

Bournaraf L.; Lallernand A.; Modeling of an ejector refirgeration system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with working fluids R142b and R 600a; Applied Thermall Engineering 29 págs. 265-274; 2009.

CEETA (Centro de Estudos em Economia da Energia dos Transportes e do Ambiente); Estudo do Mercado Potencial para a Aplicação das Tecnologias de Micro-Cogeração em Portugal; 2001.

Chunnanond K., Aphorntatana S.; Ejector: applications in refrigeration technology; Renewable ans Sustainable Energy Reviews 8 pás 129-155; 2004.

Clito A.; Sebenta de Refrigeração Capítulo VIII e X; 2008.

COGEN Portugal;Cogeração em Portugal; http://www.cogenportugal.com/general_content/showInformation.aspx?mt=1&ml=2&type=2 ; 2001; Última visita: 6 julho 2009.

Diário da República; Decreto lei nº 80/2006 - Regulamento das Características de Comportamento térmico dos Edifícios (RCCTE); 2006.

Direcção Geral de Energia (DGE); Energia em Portugal; 2001.

DISENCO; Make your own home or small business a Power House of energy; www.disenco.com/html/mchp.htm; 2007; Última visita: 6 Julho 2009;

Eames I.W., Aphornratana S., D.W. Sun; The jet-pump cycle - a low cost refrigerator option powered by waste heat; Heat Recovery Systems and CHP 15 (8) págs. 711-721; 1995.

Eames I.W., Aphornratana S., Haider H.; A theoretical and experimantal study of a small-scale steam jet refrigerator; International Journal of Refrigeration 18 págs. 378-386; 1995.

ECOPower; Produtos de micro-cogeração; http://www.ecopower.pt/Produtos_microgeracao.html; 2006.; Última visita: Maio 2009

ECPOWER; Systems modules; http://www.ecpower.co.uk/index.php?option=com_content&view=article&id=96&Itemid=93 ; 2006.; Última visita: 6 de Julho de 2009,

EDP gás; Tarifário do Gás Natural; http://www.edpgas.com/main.php?id=419&sub=23&sub2=27&sub3=34; Última visita: 6 Julho 2009; 2009.

EDUCOGEN; Publishable Final Report; 2002.

ENATEC; ENATEC MICRO-COGEN B.V; http://www.enatec.com/stirling_micro-chp.html; Última visita: Maio 2009.

ENGINION; Micro CHP ENGINION Steamcell; http://gergpc.dgc.dk/public/Appliances_database/mchp/micro_chp__enginion_steamcell.htm 2005; Última visita: 6 Julho 2009.

ERSE; Boletim mensal da MIBEL; 2009.

Galp Energia; Tarifário Gás Natural; http://gasnatural.galpenergia.com/vPT/Clientes/Tarifario/GasNatural/Domestico/Paginas/TarifarioDomestico.aspx ; 2009; Última visita: 6 Julho 2009

Gerador de Preços; Caldeira a gás; 2006; Última visita: 6 Julho 2009

Godefroy J., Boukhanouf R., Riffat S.; Design, testing and mathematical modeling of small-scale CHP and cooling system (small CHP-ejector trigeneration); Applied Thermal Engineering 27 págs. 68-77; 2007.

Green R.; Micro-CHP & Heat Pumps: Low Carbon Technologies for Home Heating; 2008.

Guo J., Shen H.G.; Modeling solar-driven ejector refrigeration system offering air conditioning for office buildings; Energy and Buildings 41 págs. 175-181; 2009.

Harrison J.; Internal Combustion Engines; http://www.microchp.nl/internal_combustion_engines.htm; 2007; Última visita: 6 de Julho de 2009.

HONDA; Honda's Compact Household Cogeneration Unit Awarded 2004 Prize for Natural Gas; Industry;http://world.honda.com/news/2004/c041020.html?campaignid=newsletter_oct04&advertiserid=email&bannerid=html Innovation; 2004; Última visita: 6 Julho 2009

Huang B.J., Jiang C.B., Hu F.L.; Ejector performance characteristics ans design analisys of jet refrigeration system; Transactions of ASME 107; 1985.

Huang B.J., Chang J.M., Wang C.P., Petrenko V.A.; A 1-D Analisys of ejector performance ;International Journal of Refrigeration 22 págs. 354-364; 1999.

Huang J., Chang J.M., Petrenko V.A., Zhuk K.B.; A solar ejector cooling system using R141b; Solar Energy 64 (4-6) págs. 223-226, 1998.

International JLS; Quality Equipment for Process Industries; http://www.jlsintl.com/eductor-ejector/educt-eject.html; 2007;.Última visita: Julho 2009

Invernizzi C., Iora P.; Heat recovery form a micro-gas turbine by vapour refrigeration systems; Applied Thermal Engineering 25 págs. 1233-1246; 2005.

Keenan K, Neuman E.P., Lustwerk F.; An investigation of ejector design analisys and experiment; ASME Journal of Applied Mechanics 72 págs. 299-309; 1950.

KK HASTEK INTERNATIONAL; Descentralized Electricity Generation With Natural Gas in onde-family houses: The situation in Japan; 2006.

Lazzarin R., Noro M.; Fuel Cell - ejector heat pump integrated system for annual air conditioning; Nottingham UK; Proceedings of the Third International Conference on Sustainable Energy Technologies; 2004.

Martins J.; Motores de Combustão Interna págs. 5-9; 2006.

Megaclima; Ar Condicionado - Doméstico; http://megaclima.pt/Precario_ar_domestico.htm?gclid=CK-c8YSUtJsCFY9_3godiHztNg# ; 2007; Última visita: 6 Julho 2009

Meyer A.J.; Harms T.M.; Dobson R.T.; Steam jet-ejector cooling powered by waste or solar heat; Renewable Energy 34 págs. 297-306; 2009.

Ministério da Economia e Inovação Decreto-lei nº 363/2007; 2007.

Munday J.T., Bagster D.F.; A new ejector theory applied to steam jet refrigeration; Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development 16 (4) págs. 442-449; 1977.

Nguyen V.M., Riffat S.B., Doherty P.S.; Developmet of a solar-powered passive ejector cooling system; Applied Thermal Engineering 21 pág. 157-168, 2001.

NICNAS; Department of Health and Ageing HFE 7100; 2006.

Oliveira A.; Apontamentos da disciplina de Tecnologias Energéticas Avançadas; 2008.

Parlamento Europeu; Directive 2004/8/CE - Promoção da cogeração com base na procura de calor útil no mercado interno da energia; 2004.

Pinho C.; Apontamentos da disciplina de máquinas térmicas; 2007.

Pinho C.; Gestaão de Energia Térmica págs. 117 - 133; 2008.

PowerPlus; Ecopower das leistungsmodulierende Mini-Blockheizkraftwerk, www.minibhkw.de; Última visita: 6 Jullho 2009.

PowerTherm; www.PowerTherm.de; 2006; Última visita: 6 Jullho 2009,.

ProEcoPolyNet; Marke analisys micro CHP; 2007.

Santos J.P.; Estudo de sistemas solares térmicos; 2008.

Selvaraju A., Mani A.; Analisys of an ejector with environment friendly refirgerants; Applied Thermal Enginneering 24 págs. 827-838; 2004.

Senertec; www.senertec.de; 2004; Última visita: 6 Julho 2009.

Simader G.; Brennstoffzellen and Mikro-Gasturbinen-Systeme fur die dezentrade Energienutzung (Fuel cells and micro gas tubines for decentralized energy applications); Viena; 2002.

Simader G., Krawinkler R., Trnka G.; Micro CHP systems: state-of-the-art; Viena; 2006.

Simader G.; Mikro-und Mini-KWK-Anlagen in Osterreich; 2004.

Su Da-Wen; Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refirgerants; Energy Conversion & Manegement 40 págs. 873-884; 1999.

Submarino; Aquecedor a Gás LZ GLP - 2200 18,5 L/MIN; http://www.submarino.com.br/produto/15/1879203/aquecedor+a+gás++lz+-+2200+gn+18,5+l/min/?franq=171389; 2006; Última visita: 6 Julho 2009

Systems Marathon Engine; www.marathonengine.com; Última visita: 6 Julho 2009.

Technik KW Energie; Herzlich willkommen bei KW Energie Technik; http://www.kw-energietechnik.de/ ; 2006; Última visita: 6 Julho 2009.

TENDOM COGENERATION; www.tendom.com; 2006; Última vista: Maio 2009

The Engineering ToolBox; Heat Transfer Coefficients in Heat Exchangers; http://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d_450.html; 2005; Última visita: 6 Julho 2009

TURBODEN; http://www.turboden.eu/it/home/index.php; Última visita: 6 Julho 2009; 2006.

Varga S., Oliveira A., B. Diaconu; Analisys of a solar-assisted ejector cooling system of air conditioning; Literary and Linguistic Computing17 págs. 1-7; 2008.

Varga S., Oliveira A.C., B.Diaconu; Numerical assessment of steam ejector efficiences using CFD; International Journal Of Refrigeration XXX 1-9; 2009.

Vidal H., Colle S., Pereira G.; Modelling and hourly simulation of solar ejector cooling system; Applied Thermal Engineering 26 663-672; 2006.

Wang J., Dai Y., Sun Z.; A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle; International Journal of Refrigeration XXX 1-9; 2009.

YANMAR; 5 kW Cogeneration; http://www.yanmar.co.jp/en/energy/cogeneration/5kw.html; 2006; Última visita: 6 Julho 2009

Yapici R., Ersoy H.K., Aktoprakoglu A., Halkaci H.S., Yigit O.; Experimental determination of optimum performance ejector refrigeration system depending on ejector area ratio; International Journal of Refrigeration 31 págs 1183-1189; 2008.

Yu J., Zhao H., Li Y.; Application of an ejector in auticascade refrigeration cycle for improvement; International Journal of Refrigeration 31 págs. 279-286; 2008.

ANEXO A: Área coberta pela rede de gás natural

Uma vez que o gás natural é o combustível que irá ser usado pelo sistema em estudo, convém fazer uma pesquisa sobre a distribuição do gás natural ao longo de Portugal. A rede de gás natural em Portugal (ver figura abaixo) ramifica a partir do gasoduto de alta pressão, que se inicia em Sines e tem duas ligações às infra-estruturas equivalentes em Espanha: uma em Tui, na Galiza, a partir do Minho, e outra em Campo Maior - Badajoz. Existem duas derivações para o interior de Portugal, uma em direcção a Viseu e outra em direcção à Guarda. O gasoduto de alta pressão é operado pela Transgás S.A., em regime de concessão. Para além do transporte, a Transgás abastece ainda grandes consumidores (indústria) na área de influência do gasoduto.

Foram definidas e concessionadas seis áreas de concessão para distribuição de gás natural, atribuídas a cada uma, uma empresa distribuidora: Setgás para a península de Setúbal, Lisboagás para a grande Lisboa a norte do Tejo, Lusitaniagás para o litoral centro, Portgás para o litoral norte, Tagusgás para parte do Ribatejo e Alto Alentejo e Beiragás para as regiões beiras. Em cada área de concessão, a distribuidora respectiva tem a responsabilidade de desenvolver e operar a rede de distribuição e comercializar o gás ao consumidor final.

Em 2000 o gás natural já representou perto de 9% do consumo de energia primária, dos quais mais de metade foi utilizado para a produção de energia eléctrica. As estimativas apontam para um rápido crescimento dos consumos de gás natural, particularmente no sector industrial e para produção de energia eléctrica, sendo de esperar que esta forma de energia possa representar entre 22 e 23% da energia primária em 2010.
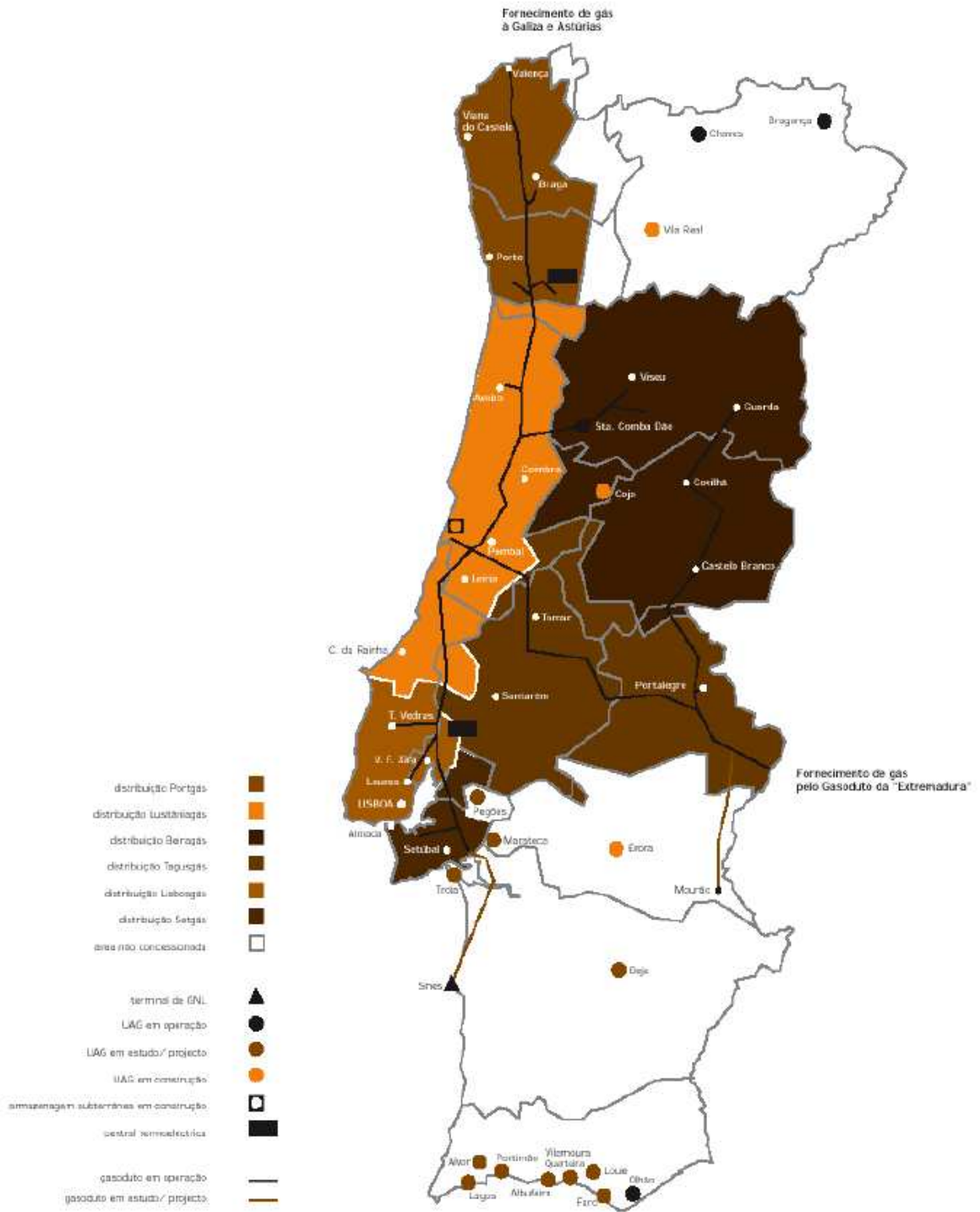
Figura A 1 - Mapa do projecto de gás natural (Direcção Geral de Energia, 2001).

ANEXO B: Eficiências isentrópicas presentes na literatura

Tabela B 1- Eficiências isentrópicas do ejector retiradas da literatura (Varga S., 2009).

Referência	Eficiências			
	Ponteira (η_{nozz})	**Arrastamento (η_{entr})**	**Mistura (ϕ)**	**Difusor (η_{dif})**
Aly et al., 1999	0.9	-	0.95	0.9
Cizungu et al., 2001	0.95	-	-	0.85
Eames et al., 1995	0.85	-	0.95	0.85
El-Dessouky et al., 2002	1	-	1	1
Godefroy et al., 2007	0.8	-	0.935	0.8
Grazzini e Mariani, 1998	0.9	-	1	0.85
Huang et al., 1999	0.95	-	0.8 - 0.84	-
Huang e Chang, 1999	-	-	-	-
Rodgakis e Alexis, 2000	0.8	-	0.8	0.8
Selvaraju e Mani, 2004	0.95	-	-	0.85
Sun, 1999	0.85	-	-	0.85
Sun, 1996	0.85	-	-	0.85
Tyagi e Murthy, 1985	0.9	0.8	-	0.9
Yapici e Ersoy, 2005	0.85	-	-	0.85
Yu et al., 2006	0.85	-	0.95	0.85
Yu et al., 2008	0.9	-	0.85	0.85
Zhu et al., 2007	0.95 – 0.90	-	-	-

ANEXO C: Desempenho do ciclo de ejecção para diferentes condições de operação

Tabela C 1– COP em função da temperatura do condensador para T_g = 72 ºC e T_e = 10 ºC.

T_c (ºC)	COP
30	0.3052
31	0.2623
32	0.2226
33	0.1862
34	0.1523
35	0.1208
36	0.09165
37	0.06443
38	0.03903
39	0.0153
40	-

Tabela C 2 – COP em função da temperatura do condensador para T_g = 90 ºC e T_e = 10 ºC.

T_c (ºC)	COP
30	0.4271
31	0.3812
32	0.3389
33	0.2998
34	0.2635
35	0.2299
36	0.1986
37	0.1695
38	0.1424
39	0.117
40	0.09323

Tabela C 3 - COP em função da temperatura do evaporador para T_g = 72 ºC e T_c = 35 ºC.

T_e (ºC)	COP
5	0.01412
6	0.03294
7	0.05292
8	0.07415
9	0.09673
10	0.1208
11	0.1464
12	0.1739
13	0.2032
14	0.2347
15	0.2685

Tabela C 4 - COP em função da temperatura do evaporador para T_g = 90 ºC e T_c = 35 ºC.

T_e (ºC)	COP
5	0.1059
6	0.1262
7	0.1497
8	0.1747
9	0.2014
10	0.2299
11	0.2604
12	0.293
13	0.3281
14	0.3657
15	0.4063

Tabela C 5 - λ em função da temperatura do condensador para T_g = 72 ºC e T_e = 10 ºC.

T_c (ºC)	λ
30	0.4334
31	0.3734
32	0.318
33	0.2665
34	0.2186
35	0.174
36	0.1323
37	0.09325
38	0.05661
39	0.02217
40	-

Tabela C 6 - λ em função da temperatura do condensador para T_g = 90 ºC e T_e = 10 ºC.

T_c (ºC)	λ
30	0.6589
31	0.59
32	0.5262
33	0.467
34	0.412
35	0.3607
36	0.3127
37	0.2679
38	0.2258
39	0.1862
40	0.149

Tabela C 7 – λ em função da temperatura do evaporador para T_g = 72 ºC e T_c = 35 ºC.

T_e (ºC)	λ
5	0.02107
6	0.04881
7	0.07789
8	0.1083
9	0.1403
10	0,174
11	0.2095
12	0.247
13	0.2868
14	0.3289
15	0.3738

Tabela C 8 - λ em função da temperatura do evaporador para T_g = 90 ºC e T_c = 35 ºC.

T_e (ºC)	λ
5	0.1705
6	0.2036
7	0.2398
8	0.278
9	0.3182
10	0.3607
11	0.4057
12	0.4534
13	0.5041
14	0.5582
15	0.616
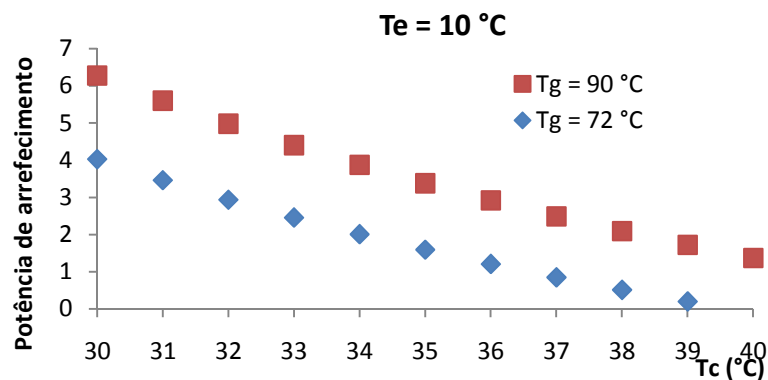
Figura C 1 – Evolução da potência de arrefecimento com a temperatura do condensador.

ANEXO D: Cálculo dos COPs médios

Foi considerada a gama de temperaturas do condensador anteriormente estudada, entre 30 – 40 ºC. De forma a obter o COP médio do sistemas para as diferentes situações foi necessário considerar as frequências de ocorrências repectivas. Nas tabelas abaixo podem ser observados os valores obtidos para as temperaturas ambientes.

Tabela D 1- Resultados obtidos para a situação 1 no Porto

COP	$\dot{Q}_c$ (W)	A_{tc} (m^2)	T_c (ºC)	T_{amb} (ºC)	Número de ocorrências	Frequência de ocorrências (f)	COP *f
0.3052	17255	4.72	30	21	321	0.3677	0.1122
0.2623	16683	4.72	31	23	196	0.2245	0.0589
0.2226	16154	4.72	32	24	154	0.1764	0.0393
0.1862	15665	4.72	33	25	91	0.1042	0.0194
0.1523	15211	4.72	34	26	54	0.0619	0.0094
0.1208	14790	4.72	35	28	19	0.0218	0.0026
0.0917	14397	4.72	36	29	12	0.0137	0.0013
0.0644	14031	4.72	37	30	15	0.0172	0.0011
0.0390	13688	4.72	38	31	5	0.0057	0.0002
0.0153	13367	4.72	39	32	2	0.0023	0.0000
0.0000	13067	4.72	40	33	4	0.0046	0.0000
				Horas de funcionamento	873	**COP médio**	0.24

Tabela D 2- Resultados obtidos para a situação 2 no Porto.

COP	$\dot{Q}_c$ (W)	A_{tc} (m^2)	T_c (ºC)	T_{amb} (ºC)	Número de ocorrências	Frequência de ocorrências (f)	COP *f
0.4271	18908	5.21	30	21	321	0.3677	0.1570
0.3812	18299	5.21	31	23	196	0.2245	0.0856
0.3389	17738	5.21	32	24	154	0.1764	0.0598
0.2998	17219	5.21	33	25	91	0.1042	0.0313
0.2635	16738	5.21	34	26	54	0.0619	0.0163
0.2299	16292	5.21	35	28	19	0.0218	0.0050
0.1986	15876	5.21	36	29	12	0.0137	0.0027
0.1695	15489	5.21	37	30	15	0.0172	0.0029
0.1424	15127	5.21	38	31	5	0.0057	0.0008
0.117	14789	5.21	39	32	2	0.0023	0.0003
0.09323	14472	5.21	40	33	4	0.0046	0.0004
				Horas de funcionamento	873	**COP médio**	0.36

Tabela D 3 - Resultados obtidos para a situação 1 no Lisboa.

COP	$\dot{Q}_c$ (W)	A_{tc} (m^2)	T_c (ºC)	T_{amb} (ºC)	Número de ocorrências	Frequência de ocorrências (f)	COP *f
0.3052	17255	4.72	30	21	419	0.2437	0.0744
0.2623	16683	4.72	31	23	344	0.2001	0.0525
0.2226	16154	4.72	32	24	293	0.1704	0.0379
0.1862	15665	4.72	33	25	223	0.1297	0.0242
0.1523	15211	4.72	34	26	191	0.1111	0.0169
0.1208	14790	4-72	35	28	91	0.0529	0.0064
0.0917	14397	4.72	36	29	68	0.0396	0.0036
0.0644	14031	4.72	37	30	47	0.0273	0.0018
0.0390	13688	4.72	38	31	24	0.0140	0.0005
0.0153	13367	4.72	39	32	13	0.0076	0.0001
0.0000	13067	4.72	40	33	6	0.0035	0.0000
				Horas de funcionamento	1719	**COP médio**	0.22

Tabela D 4 - Resultados obtidos para a situação 2 no Lisboa.

COP	$\dot{Q}_c$ (W)	A_{tc} (m^2)	T_c (ºC)	T_{amb} (ºC)	Número de ocorrências	Frequência de ocorrências (f)	COP *f
0.4271	18908	5.21	30	21	419	0.2437	0.1041
0.3812	18299	5.21	31	23	344	0.2001	0.0763
0.3389	17738	5.21	32	24	293	0.1704	0.0578
0.2998	17219	5.21	33	25	223	0.1297	0.0389
0.2635	16738	5.21	34	26	191	0.1111	0.0293
0.2299	16292	5.21	35	28	91	0.0529	0.0122
0.1986	15876	5.21	36	29	68	0.0396	0.0079
0.1695	15489	5.21	37	30	47	0.0273	0.0046
0.1424	15127	5.21	38	31	24	0.0140	0.0020
0.117	14789	5.21	39	32	13	0.0076	0.0009
0.09323	14472	5.21	40	33	6	0.0035	0.0003
				Horas de funcionamento	1719	**COP médio**	0.33

Tabela D 5 - Resultados obtidos para a situação 1 em Bragança**.**

COP	$\dot{Q}_c$ (W)	A_{tc} (m^2)	T_c (ºC)	T_{amb} (ºC)	Número de ocorrências	Frequência de ocorrências (F)	COP *F
0.3052	17255	4.72	30	21	224	0.2105	0.0643
0.2623	16683	4.72	31	23	171	0.1607	0.0422
0.2226	16154	4.72	32	24	145	0.1363	0.0303
0.1862	15665	4.72	33	25	125	0.1175	0.0219
0.1523	15211	4.72	34	26	107	0.1006	0.0153
0.1208	14790	4.72	35	28	78	0.0733	0.0089
0.0917	14397	4.72	36	29	80	0.0752	0.0069
0.0644	14031	4.72	37	30	58	0.0545	0.0035
0.0390	13688	4.72	38	31	33	0.0310	0.0012
0.0153	13367	4.72	39	32	31	0.0291	0.0004
0.0000	13067	4.72	40	33	12	0.0113	0.0000
				Horas de funcionamento	1064	**COP médio**	0.19

Tabela D 6 - Resultados obtidos para a situação 2 em Bragança.

COP	$\dot{Q}_c$ (W)	A_{tc} (m^2)	T_c (ºC)	T_{ext} (ºC)	Número de ocorrências	Frequência de ocorrências (f)	COP *f
0.4271	18908	5.21	30	21	224	0.2105	0.0899
0.3812	18299	5.21	31	23	171	0.1607	0.0613
0.3389	17738	5.21	32	24	145	0.1363	0.0462
0.2998	17219	5.21	33	25	125	0.1175	0.0352
0.2635	16738	5.21	34	26	107	0.1006	0.0265
0.2299	16292	5.21	35	28	78	0.0733	0.0169
0.1986	15876	5.21	36	29	80	0.0752	0.0149
0.1695	15489	5.21	37	30	58	0.0545	0.0092
0.1424	15127	5.21	38	31	33	0.0310	0.0044
0.117	14789	5.21	39	32	31	0.0291	0.0034
0.09323	14472	5.21	40	33	12	0.0113	0.0011
				Horas de funcionamento	1064	**COP médio**	0.31

Tabela D 7 - Resultados obtidos para a situação 1 em Faro.

COP	$\dot{Q}_c$ (W)	A_{tc} (m^2)	T_c (ºC)	T_{ext} (ºC)	Número de ocorrências	Frequência de ocorrências (f)	COP *f
0.3052	17255	4.72	30	21	450	0.2410	0.0736
0.2623	16683	4.72	31	23	382	0.2046	0.0537
0.2226	16154	4.72	32	24	337	0.1805	0.0402
0.1862	15665	4.72	33	25	227	0.1216	0.0226
0.1523	15211	4.72	34	26	213	0.1141	0.0174
0.1208	14790	4.72	35	28	112	0.0600	0.0072
0.0917	14397	4.72	36	29	77	0.0412	0.0038
0.0644	14031	4.72	37	30	38	0.0204	0.0013
0.0390	13688	4.72	38	31	23	0.0123	0.0005
0.0153	13367	4.72	39	32	6	0.0032	0.0000
0.0000	13067	4.72	40	33	2	0.0011	0.0000
				Horas de funcionamento	1867	**COP médio**	0.22

Tabela D 8 - Resultados obtidos para a situação 2 em Faro.

COP	$\dot{Q}_c$ (W)	A_{tc} (m^2)	T_c (ºC)	T_{ext} (ºC)	Número de ocorrências	Frequência de ocorrências (f)	COP *f
0.4271	18908	5.21	30	21	450	0.2410	0.1029
0.3812	18299	5.21	31	23	382	0.2046	0.0780
0.3389	17738	5.21	32	24	337	0.1805	0.0612
0.2998	17219	5.21	33	25	227	0.1216	0.0365
0.2635	16738	5.21	34	26	213	0.1141	0.0301
0.2299	16292	5.21	35	28	112	0.0600	0.0138
0.1986	15876	5.21	36	29	77	0.0412	0.0082
0.1695	15489	5.21	37	30	38	0.0204	0.0034
0.1424	15127	5.21	38	31	23	0.0123	0.0018
0.117	14789	5.21	39	32	6	0.0032	0.0004
0.09323	14472	5.21	40	33	2	0.0011	0.0001
				Horas de funcionamento	1867	**COP médio**	0.34